

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

**Návrh přípravku pro zkoušení pružných
uložení agregátů**

Design of equipment for testing elastic
mounting units

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jakub Šmirus Ph.D.

Vypracoval:

Bc. Zdeněk Bukal

Ostrava 2019

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Zdeněk Bukal**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **2301T003 Dopravní technika a technologie**
Specializace: **20 Silniční doprava**
Téma: **Návrh přípravku pro zkoušení pružných uložení agregátů**
Design of Equipment for Testing Elastic Mounting Units
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Cíle práce:

- 1) Návrh a výpočet universálního adaptéru zkušebny pro pružná uložení motorů a převodovek.
- 2) Optimalizace tuhosti s udržením univerzality konstrukce pro vybrané typy uložení.

Osnova práce:

- 1) Úvod.
- 2) Teoretický rozbor problematiky pružných uložení agregátů.
- 3) Popis zkušebního zařízení pro zkoušení pružných uložení motorů a převodovek.
- 4) Návrh přípravků pro uchycení pružných uložení motorů a převodovky.
- 5) Zhodnocení dosažených výsledků práce.
- 6) Závěr.

Seznam doporučené odborné literatury:

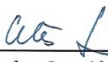
VLK, F. Podvozky motorových vozidel. Nakladatelství a vydavatelství VLK, Brno 2000, ISBN 80-238-5274-4.
VLK, F. Karosérie motorových vozidel. Nakladatelství a vydavatelství VLK, Brno 2000, ISBN 80-238-5277-9.
METZ, L. Daniel, William F MILLIKEN a Douglas L MILLIKEN. Race car vehicle dynamics workbook. Warrendale, Pa.: SAE International, 1998.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

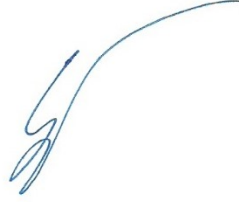
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jakub Šmiraus**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019


doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Jakuba Šmirause a kolektivu dynamické zkušebny Škoda Auto a.s. Při práci jsem vycházel z pokynů vedoucího diplomové práce, vlastních znalostí a z dalších zdrojů.

V Ostravě dne 20. května 2019

Podpis:

Prohlášení spolupracující osoby

Souhlasím se zveřejněním této diplomové práce dle požadavků čl. 6, odst. 9 Studijního a zkušebního řádu pro studium v magisterských studijních programech VŠB-TU Ostrava.

Spolupracující společnost:

ŠKODA AUTO a.s., Tř. Václava Klementa 869, 293 01 Mladá Boleslav II, Česká
Republika

Jméno a příjmení oprávněné osoby: Ing. Miloslav Mensinger

V Mladé Boleslavi dne 20. května 2019.



Podpis oprávněné osoby

Prohlašuji, že

- Jsem byl seznámen s tím, že se na moji diplomovou práci plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavře licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne vyžadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které by byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2019

Bc. Bukal Zdeněk

Karviná-Hranice, Hraničářská 437, 73301

Podpis studenta.....

Anotace diplomové práce

BUKAL, Z. *Návrh přípravku pro zkoušení pružného uložení agregátů: Diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2019, 80 s. Vedoucí práce: Šmiraus, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem testovacích přípravků pro dynamickou zkušebnu využívanou ve společnosti Škoda Auto a.s. Tyto přípravky se budou používat pro statické a dynamické zkoušky pružných uložení agregátů.

Diplomová práce má tyto hlavní části: v úvodu je popsán význam a důležitost pryžových uložení agregátů pro pohodlnost jízdy. Dále je zde zmíněno o historických milnicích tykajících se automobilů a pryžových uložení agregátů. V další části následuje teoretický rozbor pružných uložení agregátu, kde je podrobnější popis pryžových uložení agregátu, včetně popisů materiálů a jejich veličin a vlastností. Posléze je popsáno zkušební zařízení dynamické zkušebny, na kterých se provádí zkoušky dotyčných pryžových uložení.

V praktické části se zabývám návrhem universálních přípravků pro konkrétní zkušební stanoviště na dynamické zkušebně. Na veškerých přípravcích je posléze provedena pevnostní a modální analýza. V této praktické části jsou přípravky taktéž konstrukčně optimalizovány podle požadavků ze strany Škoda Auto a.s.

Klíčova slova: Pružné uložení, dynamická zkušebna, přípravky

ANNOTATION OF A MASTER THESIS

BUKAL, Z. *Design of equipment for testing of elastic mounting units: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2019, 80 p. Thesis head: Šmiraus, J.

This Master thesis deals with the design of testing equipment for Škoda Auto dynamic laboratory. This equipment will be used for the static and the dynamic mounting units testing.

The following part consists of the theoretic analysis of mounting units with detailed material descriptions. Later there is mentioned the testing unit of the Škoda Auto dynamic laboratory where the described mounting units are being tested.

In the empirical part I deal with the final design of the equipment for the specific testing site. For every piece of equipment, I made a static and modal analysis. In this section, the equipment is structurally optimized according to the Škoda Auto requirements.

Keyword: mounting units, dynamic laboratory, equipment

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Jakubu Šmirausovi Ph.D. za jeho vstřícnost, ochotu a za dobré rady při vypracování mé diplomové práce

Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Radomíru Jeníkovi, Ing. Vlastimilu Flodrmanovi, Ing. Miloslavu Mensingerovi a Ing. Tomášovi Růžkovi za jejich cenné rady při tvorbě této diplomové práce a za jejich ochotu, předat jejich letité zkušenosti se zkouškami.

Obsah

| | |
|--|----|
| Seznam použitých zkratk | 9 |
| Úvod | 12 |
| 1. Cíle diplomové práce | 13 |
| 2. Teoretický rozbor problematiky pružných uložení agregátů | 13 |
| 2.1 Konstrukční materiály pružných uložení agregátu | 14 |
| 2.2 Zatížení materiálů pružných uložení agregátu | 17 |
| 2.2.6. Chemické a tepelné zatěžování | 20 |
| 2.2.7. Únava materiálu | 21 |
| 2.3 Pryžový materiál při statickém namáhání | 24 |
| 2.4 Pryž při dynamickém namáhání | 31 |
| 2.5 Pryž při rázovém namáhání | 34 |
| 2.6 Pružné uložení | 34 |
| 2.7 Dynamické modely odpružení | 37 |
| 2.8 Nepryžové pružné uložení agregátů silničních vozidel | 39 |
| 2.8.1. Silentbloky s hydraulickým tlumením | 39 |
| 3. Zkoušení pryžových lůžek | 40 |
| 3.1 Popis zkoušek podle koncernových norem | 40 |
| 3.1.1. Statické zkoušky | 40 |
| 3.1.2. Dynamické zkoušky | 42 |
| 3.2 Popis zkušebního zařízení pro uchycení pružných uložení motorů a převodovek využívané ve společnosti Škoda Auto a.s. | 42 |
| 3.3 Dynamická zkušebna | 43 |
| 3.3.1. Zkušební zařízení na dynamické zkušebně | 43 |
| 3.3.2. Zkoušení motorových a převodovkových lůžek | 44 |
| 4. Návrh přípravků pro uchycení pružných uložení motoru a převodovky | 45 |
| 4.1 Horní upevňovací přípravek pro motorové lůžko | 46 |
| 4.1.1. Pevnostní výpočet vrchního přípravku pro uchycení motorového lůžka ... | 48 |
| 4.2 Horní upevňovací přípravek pro převodovkové lůžko | 55 |
| 4.2.1. Pevnostní výpočet horního upínacího přípravku pro převodovkové lůžko | 56 |
| 4.2.2. Namáhání při dynamických zkouškách | 57 |

| | |
|--|----|
| 4.3 Spodní upevňovací přípravky | 63 |
| 4.3.1. Pevnostní výpočet spodních upevňovacích přípravků | 64 |
| 4.4 Deformace zkušebních přípravků | 68 |
| Závěr práce | 68 |
| Citovaná literatura..... | 70 |
| Přílohy..... | 72 |
| Seznam obrázků..... | 78 |
| Seznam tabulek..... | 79 |
| Seznam grafů | 80 |
| Seznam příloh | 80 |

Seznam použitých zkratek

| | | |
|---------------|------------------------|---|
| σ_t | [MPa] | Napětí v tahu (tlaku) |
| F | [N] | Zatěžující síla |
| S | [m ²] | Plocha nebezpečného průřezu |
| σ_{Dt} | [MPa] | Dovolené napětí v tahu (tlaku) |
| τ_s | [MPa] | Napětí ve smyku |
| τ_{Ds} | [MPa] | Dovolené napětí ve smyku |
| τ_k | [MPa] | Napětí v krutu |
| M_k | [Nm] | Zatěžující kroutící moment |
| W_k | [m ³] | Modul průřezu v krutu |
| a | [mm] | Rameno působíště síly |
| τ_{Dk} | [MPa] | Dovolené napětí v krutu |
| σ_o | [MPa] | Napětí v ohybu |
| M_o | [Nm] | Zatěžující ohybový moment |
| W_o | [m ³] | Modul průřezu v ohybu |
| T_g | [°C] | Teplota skelného přechodu |
| NR | | Přírodní kaučuk |
| SBR | | Buna Styrol Butadien |
| CR | | Chloropren, Neopren |
| NBR | | Perbunan |
| EPDM | | Keltan, Buna AP |
| SI | | Silikon |
| $\sigma(t)$ | [MPa] | Cyklické napětí |
| t | [s] | Čas |
| ω | [rad·s ⁻¹] | Úhlová rychlost |
| T | [s] | Perioda |
| f | [Hz] | Frekvence |
| σ_m | [MPa] | Střední napětí |
| σ_a | [MPa] | Amplituda napětí |
| R | | Napětíový poměr |
| A | | Amplitudový poměr |
| σ_c | [MPa] | Mez únavy |
| l | [mm] | Délka vzorku po působení zatěžující síly |
| l_o | [mm] | Délka vzorku před působením zatěžující síly |

| | | |
|-----------------|----------------------|--|
| Δl | [mm] | Prodloužení(stlačení) vzorku |
| ε | [%] | Poměrné prodloužení |
| ε_p | [%] | Tažnost |
| δ_p | [%] | Průtažnost |
| r | [%] | Poměrná statická relace |
| σ' | [MPa] | Napětí po určitém časovém intervalu |
| E | [MPa] | Statický modul pružnosti |
| h_0 | [mm] | Výška tělesa před stlačením |
| h | [mm] | Výška tělesa po stlačení |
| G_{stat} | [MPa] | Modul pružnosti ve smyku |
| τ | [MPa] | Smykové napětí |
| γ | [rad] | Zkos |
| c | [Nmm ⁻¹] | Tuhost |
| m | [kg] | Hmotnost hmoty pryžového elementu |
| S_{el} | [mm ²] | Velikost hysterezní smyčky |
| S_{zat} | [mm ²] | Velikost plochy zatěžovací plochy |
| S_{ot} | [mm ²] | Velikost plochy odlehčovací plochy |
| D | [%] | Tlumení |
| I | [Ns] | Rázový impulz |
| E_p | [J] | Potencionální energie |
| E_k | [J] | Kinetická energie |
| F_e | [N] | Okamžitá velikost budící síly |
| $F_{e\ max}$ | [N] | Maximální velikost budící síly |
| $M_{e\ max}$ | [Nm] | Budící moment |
| J | [Ns] | Rázový impulz u kladiv a lisů |
| m_{1i} | [kg] | Hmotnost í-tého kola |
| m_2 | [kg] | Hmotnost desky nahrazující karoserii vozidla |
| J_{y2} | [kg.m ²] | Moment setrvačnosti desky |
| c_{1i} | [Nmm] | Tuhost i-té pneumatiky |
| d_{1i} | [Nmm] | Tlumení i-té pneumatiky |
| c_{2i} | [Nmm] | Tuhost i-té pružiny |
| d_{2i} | [Nmm] | Tlumení i-tého tlumiče |
| m_v | | Vazba soustavy v těžišti |
| m_{2p} | [kg] | Hmotnost spadající na přední nápravu |
| m_{2z} | [kg] | Hmotnost spadající na zadní nápravu |

| | | |
|----------------|-------|--|
| $F_{Pístnice}$ | [N] | Provozní síla vyvolaná pístnicí |
| p | [Mpa] | Tlak ve stykových plochách |
| F_s | [N] | Síla v ose šroubu |
| d_3 | [mm] | Malý průměr závitu šroubu |
| ψ | | Součinitel těsnosti |
| k | | Součinitel bezpečnosti |
| σ_{Max} | [MPa] | Maximální redukované napětí podle HMM hypotézy |
| f_{max} | [Hz] | Maximální zkoušecí frekvence podle norem |
| f_{rez} | [Hz] | Rezonanční frekvence |

Úvod

Automobily a automobilový průmysl se dnes stává nepostradatelnou a běžnou součástí našich životů. Díky těmto dopravním prostředkům jsme schopni převést posádku a náklad, klidně až na druhý konec světa. Hodně důležitým faktem je i to, že automobilový průmysl je v České republice zdrojem obživy pro více než 150 000 lidí, neboť tvoří 20 % české průmyslové výroby [1]. Samotná historie automobilů se začala psát v 18. století, kdy pár lidí mělo možnost se svést automobilem od Nicolase Josepha Cugnota, poháněným parním strojem. Dalším důležitým milníkem v automobilové historii je rok 1885, kdy si Karl Benz nechal patentovat svoji tříkolku Benz Patent-Motorwagen Nummer 1, která je považovaná za první benzinový automobil na světě

Na dnešní vozy, jsou ze strany zákazníka, kladeny mnohonásobně větší požadavky. Mezi ty nejčastější jsou spolehlivost, úspornost, jízdní stabilita a komfort. Jeden z mnoha součástí, které se zasloužily o zvýšení komfortu, jsou pružná uložení ke snížení vibrací nebo změně frekvence kmitů tzv. Silentbloky.

Lidské tělo je od přírody zvyklé na působení frekvence, které odpovídají lidské chůzi. Z tohoto důvodu musí být pérování vozů uzpůsobeno tak, aby frekvence kmitání této chůzi odpovídalo. Díky tomu posádka vozu fyzicky snáší jízdu i po nezpevněných komunikacích. Frekvence kmitání odpružených hmot se tím pádem pohybuje od 1 Hz u pohodlných cestovních aut až k 3 Hz u sportovních aut. Aby vozidla dokázala těchto frekvencí dosáhnout, musí mít podvozek vhodně naladěný. Na velikosti těchto frekvencí mají vliv hlavně pneumatiky, tlumiče a neodpružené hmoty a také odpružení včetně silentbloků.

Tyto silentbloky se v odborné literatuře označují jako pryžové pružiny. Jako první automobilka, která použila pružné uložení agregátu, byla automobilka Plymouth u svého modelu Plymouth Six ve 30. letech minulého století. U tohoto modelu byl agregát pružně připevněn k rámu na třech místech. Díky tomuto uchycení byli lidé překvapeni, jak dokáže být v interiéru klid a pohodlí, když agregát nepřenáší rázy a vibrace do karoserie a rámu. V dnešní době jsou na pryžová uložení agregátu kladené mnohonásobně větší nároky. Tyto nároky jsou způsobené například díky horší vyváženosti tříválcových motorů anebo systémem Start-Stop.

Pryžové pružiny mají v automobilech mnohem větší uplatnění díky jejich výhodám. Mezi hlavní výhody patří variabilita vlastností díky výrobním změnám tvaru. Další výhoda spočívá v ceně. Můžeme je také nalézt jako uložení stabilizátorů, zavěšení výfukové soustavy a v neposlední řadě jako dorazy odpružení.

Aby všichni výrobci vozidel a komponentů zaručili spotřebitelům kvalitu a funkčnost svých vozidel, provádí se během vývoje dynamické zkoušky. V případě automobilky Škoda Auto a.s. se během vývoje podrobují automobily a komponenty statickým a dynamickým zkouškám jak na speciální laboratorní zkušebně, tak i na testovacím polygonu.

V této diplomové práci se budu zabývat tvorbou přípravků, díky kterým se na dynamické zkušebně budou provádět statické a dynamické charakteristiky pryžových pružin motoru a převodovky. Tyto zkoušky slouží konkrétně pro zjišťování charakteristik jako ověřovací zkouška, zda dodavatel splnil požadavky. Taktéž tyto výsledky zkoušek používají vývojáři agregátů.

1. Cíle diplomové práce

- Návrh a výpočet univerzálního adaptéru pro pružná uložení motorů a převodovek.
- Optimalizace tuhosti s udržení univerzality konstrukce pro vybrané typy uložení.

Požadavky zadavatele návrhu adaptéru

1. Zástavba do zkoušecího rámu Inova FU63 dle výkresové dokumentace
2. Kompatibilita s hydraulickým válcem Inova AH 10/25 a siloměrem GTM Serie K dle výkresové dokumentace.
3. Použití konvenčních materiálů a konvenčních způsobů jejich obrábění.
4. Naddimenzování na zatížení zkoušek dle příslušných norem.
5. Komptabilita s veškerým uložením agregátů, používané v platformě MQB A0

2. Teoretický rozbor problematiky pružných uložení agregátů

Problematikou pružných uložení se zabývá prof. František Vlk ve své publikaci „Dynamika motorových vozidel“ [2]. V této publikaci jsou řešeny především dynamické modely vozidel, pomocí kterých lze zjistit adekvátní parametry tlumení a tuhosti pružných uložení. Detailnějším zabýváním problematiky, včetně výpočtu důležitých veličin pryžových elementů, používající se v průmyslu se zabývá Dr.Ing.JUDr. Josef Holub, CSc. ve své publikaci „Pryž jako konstrukční materiál“ [3].

V žádné z této literatury však nejsou řešeny návrhy konstrukce testovacích stanovišť a ani testovacích přípravků. Vhodné informace lze nalézt spíše v publikacích zabývajících se konstrukcí strojů jako je např. „Částí strojů a mechanismů“ [4] od doc. Květoslava Kalába. Další literaturou, ve které lze nalézt zkoušení pryžových součástí je závěrečná práce „Konstrukce přípravku pro analýzu smykové napjatosti elastomerů“ od Ondřeje Dlouhého. V dostupných pramenech nebylo nalezeno univerzální řešení návrhu konstrukce částí strojů tohoto typu, což je důvodem ke zpracování teoretické a praktické části na toto téma dle požadavků zadavatele a pravidel pro tvorbu diplomových prací.

Rozvoj průmyslu všech odvětví, zvláště strojírenského průmyslu, klade stále větší nároky na množství a vlastností konstrukčních a pomocných materiálů. Dnes už v průmyslu nenajdeme pouze kovové materiály, ale také i nekovové. [5]

Kovové materiály mají většinou větší hustotu, menší odolnost vůči korozi a jiným chemickým účinkům. Jsou také špatnými elektrickými izolátory a špatně tlumí vibrace a chvění. Aby u kovů došlo ke zlepšení těchto vlastností, došlo by k zvýšení jejich ceny anebo ke zhoršení jejich technologických vlastností. Proto se v mnohých případech začaly uplatňovat nekovové materiály. Mezi tyto materiály zařadíme plasty, pryže, keramiku, textilii, kůže aj. [5]

2.1 Konstrukční materiály pružných uložení agregátu

Každé lůžko se skládá z několika částí. Hlavní část tvoří pryžový element, který eliminuje veškeré vibrace a rázy, způsobené agregátem. Tento pryžový element je zakomponován v tělese lůžka. Toto těleso může být z ocele nebo ze slitin hliníku.

Pryž

Pryž je materiál, který se vyrábí z přírodního kaučuku pomocí vulkanizace. Pryž jako konstrukční materiál je typická svou škálou mimořádných vlastností, které se značně liší od běžných konstrukčních materiálů. Tyto vlastnosti jsou ovlivněny především skladbou kaučukové směsi, rozměry výrobku a stupněm vulkanizace, kterému byl materiál vystaven.

Po vulkanizaci dostane pryž svůj finální tvar, který lze pozměnit pouze pomocí obrábění. Při různém působení sil dokáže materiál změnit svůj tvar. Jedná se však o změny elastické. [3]

Za nejlepší vlastnost pryže je považována její schopnost pružné deformace. Při jejím zatížení tahovou silou dochází k protažení pryže řádově až o stovky procent. Její prodloužení je do značné míry vratné.

Významnou výhodou je také velká odolnost proti opakované deformaci. Při tomto jevu se však projevuje tzv. deformační změkčení, které lze charakterizovat jako pokles napětí při stejném opakovaném protahování. [6]

Pryž má také vynikající tlumící vlastnosti, které jsou způsobeny změnou mechanické energie na tepelnou. Je chemicky odolná především vůči kyselinám. Tato vlastnost se v praxi používá především pro chemickou ochranu jiných materiálů. Dále má pryž malou propustnost plynů a vody. Tato vlastnost se například využívá u veškerých míčů, které se využívají ve sportu. Poslední výhodou pryže je její elektrická a tepelná izolace. [5]

Za nevýhody pryže lze považovat poměrně úzký teplotní interval použití, vliv času na mechanické vlastnosti nebo problematiku procesu vulkanizace. Zde, díky vysokým izolačním schopnostem pryže, je problematické dosáhnout při větších rozměrech výrobku homogenního ohřevu v celém objemu, a tedy tím docílit rovnoměrné vulkanizace. [3]

Ocel

Ocel je dodnes považována za jednu z nejdůležitějších z technických materiálů. Toto prvenství si získala díky svým mechanickým a technologickým vlastnostem. Jedná se o slitinu železa, uhlíku a dalších legujících prvků. Vyrábí se v ocelárnách, kde se metalurgickým postupem získává ze surového železa. Při tomto postupu dochází k odstraňování přebytečného uhlíku a dalších nežádoucích prvků jako fosfor a síra. Při tomto postupu taky dochází k dodání žádoucích prvků, jako je např. mangan, hliník, křemík apod. Vlastnosti oceli jsou v širokém rozmezí ovlivněny legováním uhlíkem a dalšími prvky. Další ovlivňující faktory způsobí tepelného nebo tepelně-mechanického zpracování. [7]

Ačkoliv vlastnosti oceli jsou závislé na procentuálním obsažení uhlíku, udávají se u ocelí tyto orientační vlastnosti:

- Modul pružnosti $E = 210\,000\text{ MPa}$
- Modul pružnosti ve smyku $G = 81\,000\text{ MPa}$
- Poissonovo číslo $\mu = 0,3$

Slitiny hliníku

Jelikož čistý hliník má docela malou pevnost, využívá se proto alternativa v podobě slitin hliníku. Nejvýznamnější prvky objevující se ve slitinách hliníku jsou hořčík, mangan, křemík, zinek a měď. Přidáním určitého procenta každého prvku způsobí rozdílné vlastnosti těchto slitin.

Slitina hliníku má specifickou hmotnost 2,6 až 2,8 g/mm³, což je přibližně o třetinu menší než specifická hmotnost ocele. Její další výhody oproti oceli spočívají v odolnosti vůči korozi, tváritelnosti, elektrické vodivosti. Taktéž se jedná o materiál, který lze lehce povrchově a materiálově upravovat. [8]

V automobilovém průmyslu se slitiny hliníku používají na výrobu bloků motorů, hlav, pístů, prvků náprav apod..



Obrázek 2-1 Motorové lůžko s konzolí ze slitiny hliníku AlSi12

Nekonvenční konstrukční materiály

V praxi se můžeme setkat s případem, kdy je zapotřebí aplikace materiálu, který má mimořádné mechanické vlastnosti při nízké hustotě materiálu. Pro tyto případy se používají polymerní kompozity ze skelného nebo uhlíkového vlákna. V automobilovém a leteckém průmyslu se používají výhradně uhlíkové kompozity (uhlíková vlákna v matrici epoxidové pryskyřice). Ačkoliv náročnější aplikace jsou z mechanického hlediska řešeny použitím uhlíkového kompozitu, jsou vyvíjeny také vysoce namáhané díly jako pružnice železničních vozů anebo nákladních automobilů z kompozitu na bázi skleněných vláken a polyesterové nebo vinylesterové pryskyřice. Nevýhodou těchto kompozitů je cena.

Zcela novým trendem v oblasti polymerních kompozitů je náhrada skelných vláken vlákny přírodními, které jsou šetrné k životnímu prostředí. Jako příklad se používají například vlákna konopí. Tato vlákna mají minimální abrazivní účinky, což při jejich zpracování prodlužuje životnost zařízení. Nevýhodou těchto vláken je navlhavost, degradace oxidací a menší rozměrová stabilita. [9]

2.2 Zatížení materiálů pružných uložení agregátu

Při návrhu pryžových pružin se využívá různých namáhání. Kombinaci těchto namáhání se dosahuje jednotlivých vlastností lůžka.

2.2.1. NAMÁHÁNÍ NA TAH

Namáhání tahem je způsobeno dvěma silami působícími na těleso na jeho konci, přičemž obě síly musí ležet na společné nositelce kolmé k rovině řezu, musí být stejně velké, opačné orientace a působit ven z tělesa. Deformace při namáhání se nazývá prodloužení. [10]

Musí být splněna pevnostní podmínka

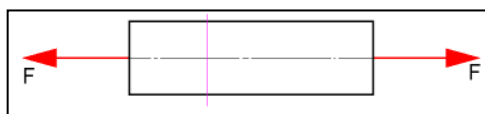
$$\sigma_t = \frac{F}{S} \leq \sigma_D \quad (2-1)$$

Kde:

F zatěžující síla

S obsah průřezu

σ_Ddovolené napětí



Obrázek 2-2: Namáhání na tah [10]

Toto namáhání lze u pryžových elementů v automobilech najít například u pryžových zavěšení výfukové soustavy.

2.2.2. NAMÁHÁNÍ NA TLAK

Namáhání tlakem je způsobeno dvěma silami působícími na těleso na jeho konci, přičemž obě síly musí ležet na společné nositelce kolmé k rovině řezu, musí být stejně velké, opačné orientace a působit směrem do tělesa. Následky deformace nazýváme zkrácením.

Musí být splněna pevnostní podmínka

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \leq \sigma_{Dt} \quad (2-2)$$



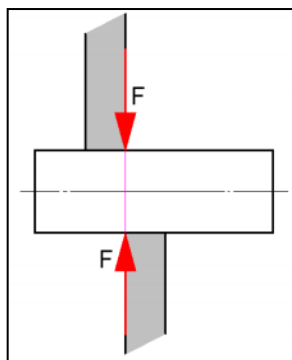
Obrázek 2-3: Namáhání na tlak [10]

Toto namáhání se vyskytuje u všech lůžek uchycující agregát.

2.2.3. NAMÁHÁNÍ NA SMYK

Namáhání smykem (stříhem) je způsobeno dvěma silami na společné nositelce, stejně velkými, působícími proti sobě směrem do tělesa a ležícími v rovině řezu. Deformace tělesa namáhaného smykem se nazývá zkosení. Musí být splněna pevnostní podmínka

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{Ds} \quad (2-3)$$



Obrázek 2-4: Namáhání na stříh [10]

Toto namáhání se vyskytuje především u hranolových a úhelníkových pryžových pružin.

2.2.4. NAMÁHÁNÍ NA KRUT

Namáhání krutem je způsobeno silovou dvojicí ležící v rovině řezu (krouticím momentem). Deformace tělesa namáhaného krutem se nazývá zkrut, velikost se vyjadřuje úhlem zkroucení. Musí být splněna pevnostní podmínka:

$$\sigma_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \sigma_{Dk} \quad (2-4)$$

$$M_k = F \cdot a$$

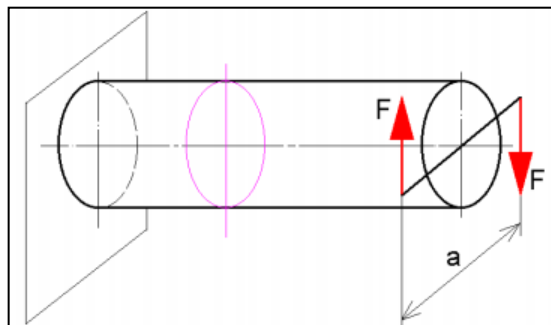
Kde:

M_kkroutící moment

W_k ...průřezový modul v krutu

F zatěžující síly

a rameno působíště sil



Obrázek 2-5: Namáhání na krut [10]

Toto namáhání se například vyskytuje u pružných kloubů, které jsou na hnacích hřídelích. (Hardy spojka)

2.2.5. NAMÁHÁNÍ NA OHYB

Namáhání ohybem je způsobeno silovou dvojicí ležící v rovině kolmé na rovinu řezu (ohybový moment). Deformace tělesa namáhaného ohybem se nazývá průhyb. Musí být splněna pevnostní podmínka

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{D_o} \quad (2-5)$$
$$M_o = F \cdot a$$

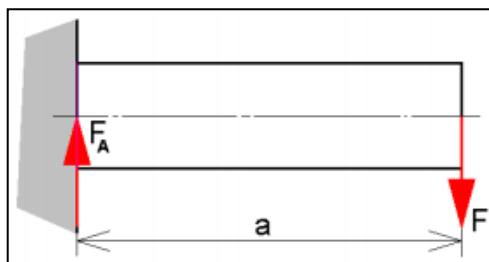
Kde:

M_oOhybový moment

W_o ...průřezový modul v ohybu

F zatěžující síla

a rameno působíště sily



Obrázek 2-6: Namáhání na ohyb [10]

U veškerých zatěžování pryžových pružin je dosti důležitá tuhost. Jedná se o veličinu, která určuje míru změny délky pružiny vzhledem k působení vnější síly. U pryžových pružin rozlišujeme statickou, dynamickou a torzní tuhost. Velikostí těchto tuhostí jsou především závislé na druhu, tvaru a materiálu dotyčné pryžové pružiny. Blíže k těmto specifickým veličinám se budu věnovat v následujících kapitolách.

2.2.6. CHEMICKÉ A TEPELNÉ ZATĚŽOVÁNÍ

Stejně jako mechanicky jsou pružná uložení namáhána chemicky a tepelně. Tato namáhání jsou především způsobena díky provozu spalovacího motoru. Každý spalovací motor má svoji provozní teplotu, která má vliv na veškerá pryžová uložení v motorovém prostoru.

Mezi nejvíce tepelně namáhané silentbloky jsou ty, které uchycují výfukovou soustavu. Důležitou veličinou u tepelných namáhání pryžových komponentů je teplota skelného přechodu T_g . Když je pryž pod touto teplotou tak se nachází v oblasti sklovitého stavu. V tomto stavu je silentblok tuhý a má vysoký modul pružnosti. Nad teplotou skelného přechodu se u pryže začne projevovat náznak kaučukovitého stavu.

Oproti ostatním materiálům, jako jsou termoplasty, si pryž v kaučukovitém stavu zachovává poměrně velkou hodnotu modulu pružnosti a nerozteče se.

V praxi se taktéž můžeme setkat s jevem, kdy po určitém času a nájezdu se začne u agregátu projevovat unik provozních kapalin, především oleje. Tento jev způsobuje, že veškerá pryžová uložení jsou namáhána chemicky. I tento jev může způsobit rychlejší degradování pryže.

V automobilech nejčastěji nalezneme jako materiál pryže SBR (*Buna Styrol Butadien*) a NBR (*Perbunan*). Podle přiložené tabulky lze vidět, že nejvíce proti chemickému namáhání je odolná NBR pryž.

Tabulka 1 Vlastnosti materiálů pryží [11]

| Materiál pryže | | | Odolnost | | | | | |
|----------------|----------------------|-------------------|------------|-------------|-------------|------------|------------------|--------------|
| Zkratka | Obchodní značení | Teplotní odolnost | Olej | Benzín | Ozón | Kyseliny* | Pevnost v tahu** | Tažnost |
| NR (NK) | Přírodní kaučuk | -30 až 80 °C | Nízká | žádná | uspokojivá | nízká | 15 až 30 N/mm2 | 100 až 600 % |
| SBR | Buna Styrol Butadien | -30 až 80 °C | Nízká | žádná | uspokojivá | nízká | 7 až 25 N/mm2 | 100 až 450 % |
| CR | Chloropren, Neopren | -20 až 110 °C | Dobrá | nízká | velmi dobrá | dobrá | 7 až 25 N/mm2 | 100 až 450 % |
| NBR | Perbunan | -30 až 120 °C | vynikající | velmi dobrá | uspokojivá | uspokojivá | 10 až 25 N/mm2 | 100 až 450 % |
| EPDM | Keltan, Buna AP | -30 až 130 °C | nízká | nízká | vynikající | dobrá | 7 až 17 N/mm2 | 150 až 400 % |
| SI (MVQ) | Silikon | -60 až 200 °C | uspokojivá | nízká | uspokojivá | uspokojivá | 4 až 9 N/mm2 | 100 až 350 % |

2.2.7. ÚNAVA MATERIÁLU

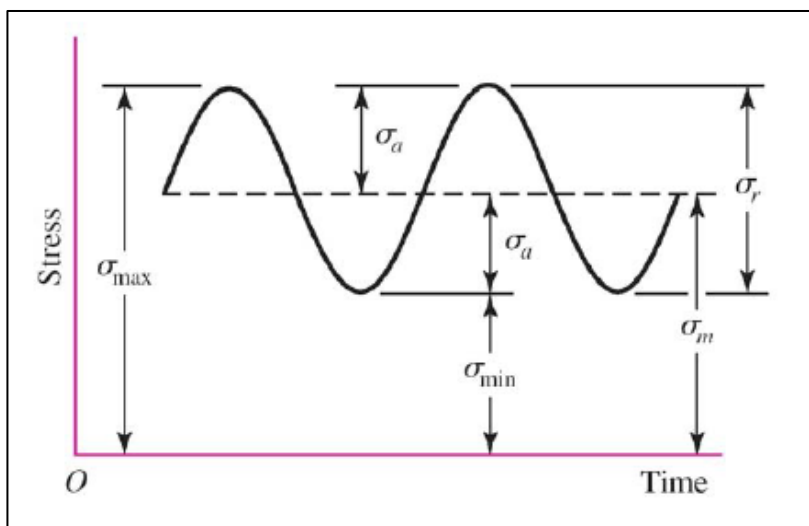
Většina strojních součástí je vystavena cyklickému zatěžování. Toto zatěžování způsobuje cyklické napětí, které může vést k mikroskopickému poškození materiálů. I přes to, že je napětí menší než mez kluzu, začne se poškození kumulovat do fáze, až vznikne trhлина. Časem dochází k rozvoji této trhliny, která má za následek lom součásti. Tento proces se nazývá únava materiálů. Únava materiálů je nejčastější příčinou poškození kovových strojních součástí. K únavovému lomu dochází náhle a má často katastrofické následky. [12]

Cyklické napětí je periodickou funkcí času. Může být tlakové, tahové, ohybové anebo krutové. U rotujících součástí je jeho průběh vyjádřen sinusoidální funkcí

$$\sigma(t) = \sigma_m + \sigma_a \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (2-6)$$

Kde:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (2-7)$$



Obrázek 2-7 Průběh sinusoidálního napětí [12]

Při cyklickém namáhání máme následující veličiny:

- Střední napětí

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

- Amplituda napětí

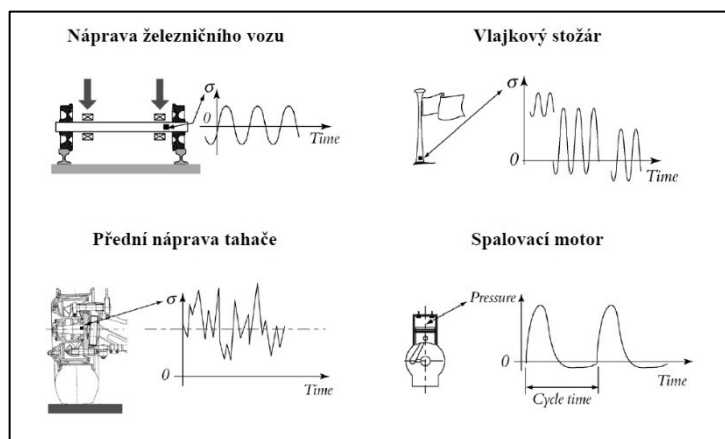
$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right|$$

- Napěťový poměr

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

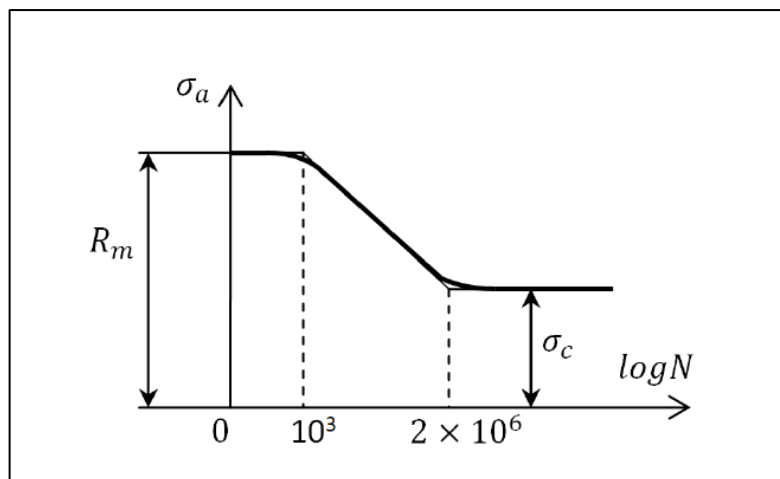
- Amplitudový poměr

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{1 - R}{1 + R}$$



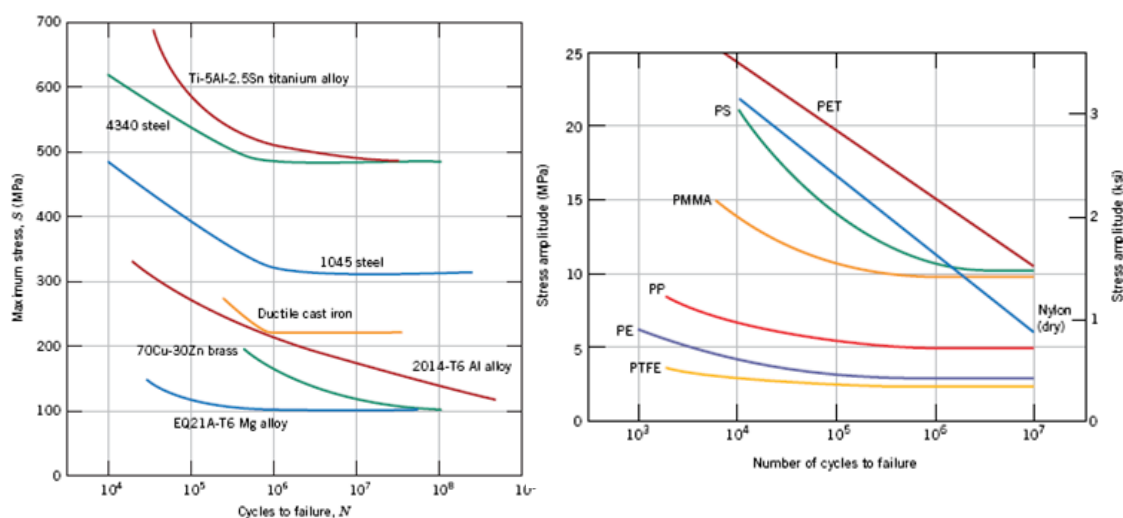
Obrázek 2-8 Příklady cyklického zatěžování [12]

Únavové zkoušky se provádí na zkušebním zařízení navrženém R. R. Moorem. Na tomto zařízení se zkouší hladké zkušební tyče s leštěným povrchem, které se namáhají čistým ohybem při nulovém středním zatížení. Obvykle se provádí série testů, při kterých se zjišťují závislosti amplitudy napětí na počtu cyklů do lomu. Na základě experimentálně zjištěných údajů se odvozuje závislost amplitudy napětí σ_a na počtu cyklů do porušení N_f . Tyto hodnoty se zaznamenávají do digramu, který se nazývá Wöhlerův diagram (nebo taktéž S-N křivka). Obvykle se stanovuje při $\sigma_m = 0$. [12]



Obrázek 2-9 Wöhlerův diagram [19]

Mez únavy σ_c je amplituda napětí, pod kterou nedochází k únavovému porušení. U materiálů, kde má Wöhlerova křivka asymptotický tvar odpovídá hodnota meze únavy σ_c . Tato hodnota nastane po uplynutí určitého počtu cyklů. Jak jde vidět na obrázku, každý konstrukční materiál má hodnoty počtu cyklů a meze únavy zcela odlišné.



Obrázek 2-10 S-N křivky pro odlišné železné materiály a polymery [20]

Dále na velikosti meze únavy má vliv taktéž výrobní postupy materiálů. Tyto hodnoty závisí na metodách obrábění, tepelném zpracování, koroze a veškerých úpravách povrchů.

Dalším důležitým faktorem je i prostředí, ve kterém součást pracuje. V poslední řadě taktéž záleží na samotné konstrukci součástí. Díky tvarům můžou vznikat například konstrukční vruby, díky kterým se může inicializovat trhlina.

Experimentální stanovení meze únavy je velmi náročné jak časově, tak i finančně. Jelikož existuje vztah mezi statickou a únavovou pevností, lze použít meze pevnosti v tahu R_m jako východisko při stanovení meze únavy σ_c . [12]

Meze únavy ocelí jsou:

$$\sigma_{co} = 0,5 \cdot R_m \quad \text{pro ohyb}$$

$$\sigma_c = 0,45 \cdot R_m \quad \text{pro tah}$$

$$\tau_c = 0,29 \cdot R_m \quad \text{pro krut}$$

2.3 Pryžový materiál při statickém namáhání

Pro praktické použití pryžových výrobků jsou důležitější výsledky měření velikosti deformace při dynamickém namáhání než při statickém. Hodnoty získané při statickém namáhání se v gumárenské praxi používají jen pro základní klasifikaci pryžových materiálů. [3]

Jak bylo řečeno, na vlastnosti pryže má určitý vliv čas. Veškeré dynamické a statické zkoušky pryže se provádí v určitém čase. Při dynamických zkouškách má čas rozhodující vliv na velikost, a proto u statických zkoušek má značný význam. Proto při tahových a tlakových zkouškách pryže na trhacích strojích platí pouze pro normalizovanou rychlost zatěžování. [3]

Další okolnosti, které ovlivňuje velikost naměřených hodnot, jsou tvary a rozměry zkoušených těles. [3]

Další, co má značný vliv na pryž je teplota. Například při teplotách pod $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ se pryž svými vlastnostmi a strukturou začíná přibližovat kovům. Při teplotách kolem $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ jsou vlastnosti silně zhoršeny. [3]

V celkovém výsledku jsou veškeré statické a dynamické vlastnosti pryže ovlivňovány především tvarem a rozměrem zkušebního tělesa a výrobku. Dalšími parametry, které ovlivňují vlastnosti pryže, jsou rychlosti změn vnějších sil a teplota.

Mezi statické deformační zkoušky zahrnujeme zkoušky pevnosti v tahu a posléze v tlaku¹. Tyto zkoušky se provádějí na trhacích strojích tak, že se zkušební těleso natahuje, nebo stlačuje konstantní rychlostí a zaznamenávají se příslušné zatížení.

¹ I přesto, že tlakové zkoušky pryží se upřednostňují před tahovými, řadí se tlakové zkoušky mezi zkoušky speciální.

Podle [13] se příslušné pojmy stanovují takto:

Napětí v tahu (v tlaku) je napětí stanovené z podílu síly, působící kolmo k průřezu a původního průřezu. Toto napětí se vypočte podle rovnice (2-1) a (2-2).

Prodloužení (stlačení) Δl je rozdíl naměřené délky l pracovní oblasti zkušebního tělesa v určitém okamžiku zkoušky a původní délky l_0 . Tento parametr se měří v milimetrech. [3]

Poměrné prodloužení (stlačení) ε je poměr změny délky ($\Delta l = l - l_0$) k původní délce v procentech:

$$\varepsilon = \frac{(l - l_0)}{l_0} \cdot 100 [\%] \quad (2-8)$$

Tažnost (poměrné prodloužení při přetržení) je poměrné prodloužení zkušebního tělesa v okamžiku přetržení v procentech:

$$\varepsilon_p = \frac{(l - l_0)}{l_0} \cdot 100 [\%] \quad (2-9)$$

Průtažnost (poměrné prodloužení po přetržení) je poměrné prodloužení zkušebního tělesa po přetržení ve smluvně definovaném čase:

$$\delta = \frac{(l - l_0)}{l_0} \cdot 100 [\%] \quad (2-10)$$



Obrázek 2-11 Stroj pro měření mechanických vlastností materiálů v tahu i tlaku (ZWICK) na dynamické zkušebně Škoda

V praxi se napětí, při kterém se dosáhne určitého předem zvoleného prodloužení, nazývá ²modul v tahu.

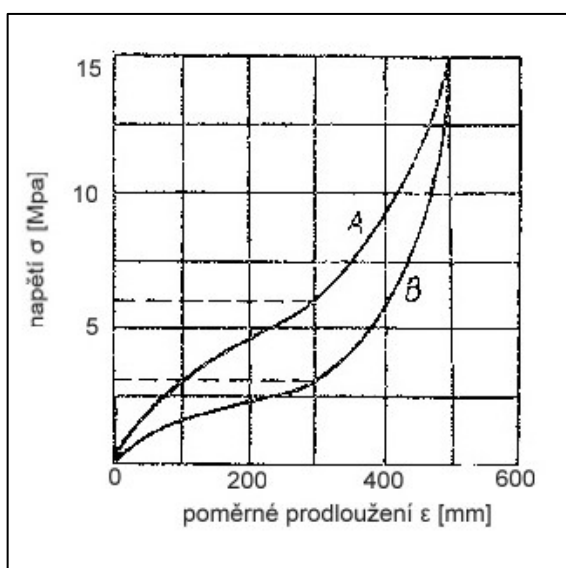
² Tento modul se neztotožňuje s Youngovým modulem pružnosti. Youngův modul udává velikost napětí, potřebné k prodloužení původní délky na dvojnásobek

Podle jakostí pryže se určuje modul při různých prodlouženích. Zpravidla se stanoví modul pro pryže při poměrných prodlouženích podle tab. 2

Tabulka 2 Určení modulu

| Poměrné prodloužení ε [%] | Pro pryže s tažností do [%] |
|---------------------------------------|-----------------------------|
| 50,100,300 | 400 |
| 100,300,500 | 750 |
| 300,500,700 | ≥ 750 |

Modul i pevnost mají stejnou jednotku vztaženou na původní průřez. I přes to že změna průřezu je značná, vztahuje se modul a pevnost na původní průřez. Je to dáno tím, že by během zkoušky bylo obtížné měřit skutečný průřez. [3]

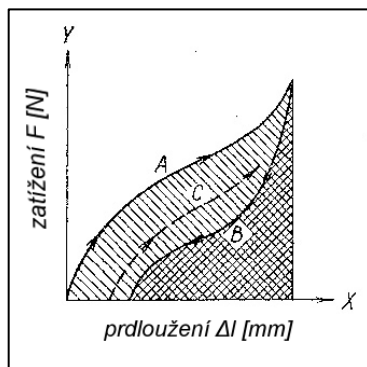


Obrázek 2-12 Závislost napětí a poměrného prodloužení v tahu pro dvě různé pryže [2]

V gumárenské praxi se taktéž se taktéž můžeme setkat s pojmem rovnovážný modul v tahu. Tímto pojmem rozumíme hodnotu modulu, který se časem už dále prakticky nemění. Jeho určení spočívá v tom, že se zkušební těleso plynule napíná rychlostí 500 cm/min až na předepsanou hodnotu poměrného prodloužení pracovní částí zkušební tělesa. V dotyčném momentě se napínání zastaví. Zatížení začne postupně klesat. Po minutových intervalech se odečítají hodnoty tak dlouho, dokud tři po sobě následující údaje mají prakticky stejnou hodnotu. Pomocí aritmetického průměru těchto tří údajů se určí velikost rovnovážného modulu. [3]

Tahové zkoušky jsou v zásadě velmi prosté. Používají se pro získání informativního obrazu o celkových vlastnostech pryže. Díky těmto zkouškám se kontroluje pravidelnost ve výrobě, především vulkanizace.

Při těchto zkouškách se postupuje tak, že se pryžové zkušební těleso postupně zatěžuje až po určitou hodnotu zatížení. Těleso se postupně prodlužuje podle křivky A. Při tom procesu zatěžování koná těleso práci, která je dána plochou nacházející se pod křivkou A. Jestliže velikost zatížení postupně zmenšujeme až na nulu, pryžové těleso se postupně zkracuje podle křivky B. Při tomto odlehčování získáme opět práci, která se rovná velikosti plochy pod křivkou B. Tahová pružnost je poměr práce vrácené k práci dodané při plynulém zatěžování a následujícího odlehčování zkušební tělesa. [3]



Obrázek 2-13 Závislost zatížení a prodloužení pro určitou pryž při zatěžování [2]

Poměrná statická hystereze je poměr rozdílu práce dodané a vrácené k práci dodané při plynulém zatěžování a následujícím plynulém odlehčování. [3]

Dalším parametrem, kterým se u statických zkoušek pryží lze setkat, je odrazová pružnost R_s . Jedná se o poměr energie vrácené k energii dodané při rázu. Tato zkouška slouží pro kontrolu odrazové pružnosti pryžových materiálů. [3]

Poměrná statická relaxace je poměr podílů napětí $(\sigma - \sigma')$ při předložení ε k napětí σ při tomto prodloužení, přičemž dochází k napětí σ' se stanoví za určitý časový interval po uvolnění předcházejícího napětí. Je dána vztahem:

$$r = \frac{(\sigma - \sigma')}{\sigma} [\%] \quad (2-11)$$

V praxi se můžeme setkat u pryžových materiálů se zkouškami na tlak. Jsou však méně obvyklé, neboť se průběhy deformací obtížně vyhodnocují. [3]

U zkoušek na tlak se setkáváme s pevností v tlaku. Tato veličina nám znázorňuje největší zatížení, které zkušební těleso při tlakové zkoušce snese. Toto zatížení je vztažené na původní průřez. Tato hodnota se získá analogickým výpočtem, jak u tahových zkoušek, podle vztahu 1. [3]

Další veličinou, se kterou se můžeme u tlakových zkoušek setkat, je poměrné stlačení. Jedná se o poměr rozdílu výšky tělesa před stlačení (h_0) a po stlačení (h). Tato se hodnota se vypočítá pomocí vztahu:

$$\varepsilon = \frac{(h-h_0)}{h_0} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2-12)$$

V pružné fázi tlakové deformace je konstantou úměrnosti mezi napětím a poměrným stlačením statický modul pružnosti v tlaku. [3]

$$E = \frac{F}{\varepsilon} = \frac{F}{S} \cdot \frac{h_0}{\Delta h} \quad [\text{Pa}] \quad (2-13)$$

Tento vztah je použitelný pouze pro velmi malá stlačení, u nichž dochází k minimálním změnám tvaru vlivem tlakového zatížení. [3]

Trvalá deformace tělesa se vyjadřuje v procentech použité deformace. Tuto deformaci určíme pomocí normy [14]. Válcovité zkušební těleso se vloží mezi paralelní plochy zkušebního zařízení, zatíží se na zvolenou deformaci ($h_0 - v$), jejichž velikosti se řídí tvrdost pryže, a těleso se po předepsanou dobu temperuje při stanovené teplotě. Po ukončení zahřívacího cyklu se těleso vyjme a ochladí se pomocí pokojové teploty. Posléze se změří jeho výška h . Trvalá deformace se potom vypočte ze vztahu.

$$E = 100 \cdot \frac{(h_0-h)}{(h_0-v)} [\%] \quad (2-14)$$

V praxi se taktéž setkáváme s namáháním na smyk. Toto namáhání vzniká tehdy, když dvě stejné síly působí na společné nositelce procházející těžištěm průřezu a leží v namáhaném průřezu. Materiál se brání snaze vnějších sil posunout po sobě obě části vnitřní silou, která se projeví tečným napětím. Pouze v tomto případě je napětí rozloženo rovnoměrně po průřezu. Tento ideální stav se vyskytuje jen u velmi přesného stříhání materiálu. V obecném případě neleží síly na společné nositelce, kromě posuvu ve směru síly, kdy dojde k ohybu. [3]

Další důležitou veličinou je statický modul pružnosti ve smyku, který se označuje jako G_{stat} nebo G_s . Jedná se o poměr smykového napětí k poměrnému posunutí. Toto poměrné posunutí taktéž nazýváme zkoso. Statický modul pružnosti ve smyku má konstantní velikost, jestliže předpokládáme, že závislost mezi smykovým napětím a zkosem bude lineární. Velikost statického modulu pružnosti ve smyku se u pryže stanoví na zkušebním tělese, jehož pryžová část má tvar rotačního válce s čely navulkanizovanými na kovové příložky. Zjišťuje se závislost smykové deformace na zatěžovací síle.

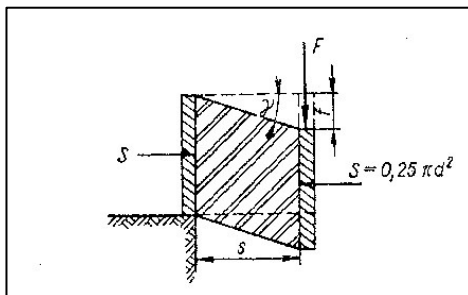
Podle obrázku platí:

$$G_s = \frac{\tau}{\gamma} \text{ [N]} \quad (2-15)$$

Kde:

τsmykové napětí

γzkos



Obrázek 2-14 Stanovení statického modulu pryže [2]

Zkos pro velmi malé deformace vypočteme pomocí vztahu

$$\gamma = \frac{f}{s} \quad (2-16)$$

Kde:

f velikost deformace

s Výška vzorku před zkouškou

Jak bylo zmíněno, tak v gumárenském průmyslu se setkáváme s pojmem modul poměrného napětí, při kterém pracovní část zkoušeného tělesa dosáhne předem určitého prodloužení. Pokud se omezíme na časově nezávislé (elastické) deformace, užívají se potom modulů pružnosti v tlaku, tahu, ohybu a ve smyku. Pro tyto moduly platí, že napětí je úměrné poměrné deformaci, přičemž konstantou úměrnosti je modul elasticity. [3]

Platí že:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E \text{ [Mpa]} \quad (2-17)$$

Kde:

εpoměrná deformace

E modul elasticity v tahu nebo v tlaku

$$\tau = \gamma \cdot G \text{ [Mpa]} \quad (2-18)$$

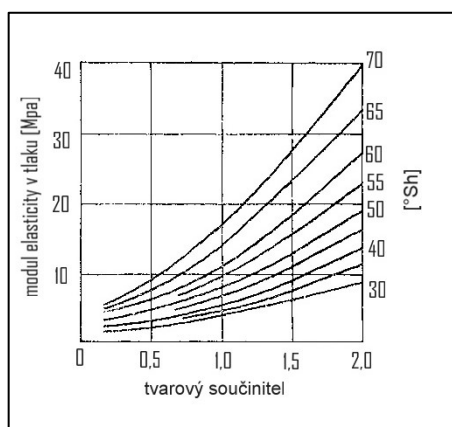
Kde:

γpoměrná smyková deformace

G modul elasticity ve smyku

Velikost modulu pružnosti v tlaku je závislá na mnoha různých faktorech. Jako nejdůležitější faktor je teplota a druh kaučuku a poměrná deformace. [3]

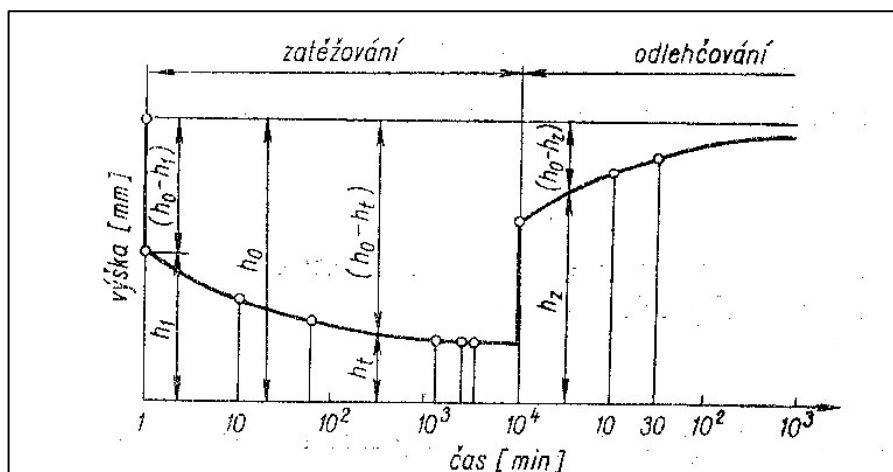
Při zkouškách bylo potvrzeno, že konstrukční pryžové dílce obdobného tvarového součinitele a tvrdosti mají stejný modul elasticity nehledě na rozměry dílce. Tvarový součinitel je tedy poměr zatížené plochy k volné ploše zkušebního pryžového dílu. Tento součinitel neplatí pro složité tvary. Tvarový součinitel se rovná nule pro tenké, nekonečně dlouhé pryžové vlákno zatížené v ose. Tvarový součinitel se rovná ∞ pro nekonečně tenkou a rozlehlou desku, zatíženou kolmo na povrch. Z obrázku je možné vidět modul pružnosti je silně závislý na tvarovém součiniteli a tvrdosti materiálů. [3]



Obrázek 2-15 Modul pružnosti pryže v tlaku v závislosti na tvarovém součiniteli pro různé stupně tvrdosti [2]

Další důležitou vlastností pryžových materiálů je tvrdost. Jedná se o schopnost pryže odporovat vtlačování cizího předmětu zvenčí. Měrnou jednotkou tvrdosti pryže je dílek Shorovy stupnice rozdělené na 100 stejných dílků. Tato jednotka se označuje °Sh. Podstatou stanovení je měření odporu proti vtlačování ocelového hrotu do zkušebního tělesa. Dotýčný ocelový hrot má normalizovaný tvar. Hodnoty tvrdosti lze získat i jinými metodami, ty se pak na Shorovou stupnici převádí pomocí převodních tabulek. [3]

Jak bylo v této diplomové práci zmíněno, je při namáhání pryže třeba zohlednit i vliv času. Pryž na namáhání reaguje deformací elastickou a plastickou. Elastická deformace po uvolnění napětí ihned vymizí. Podle časového průběhu rozdělujeme elastické deformace na ideálně elastické a viskoelastické. Ideálně elastická deformace je dokonale vratná deformace a časově nezávislá. Viskoelastická deformace je vratná deformace, avšak zpožděně závislá. V poslední řadě plastická deformace je časově závislá a dokonale nevratná. [3]



Obrázek 2-16 Vliv času na výšku vzorku namáhaného tlakem [2]

2.4 Pryž při dynamickém namáhání

Pokud pryžový díl je namáhán jakýmkoliv způsobem, dodáváme mu tím energii. Přerušíme-li toto zatížení, nezískáme tuto energii plně zpět, neboť se určitá část promění v teplo. U této problematiky se můžeme setkat s pojmy elasticita a tlumení. Elasticitou rozumíme schopnost pryže vrátet část dodané energie ve formě mechanické energie. Tlumení je pochod, při kterém se část dodané energie nevrací, nýbrž proměňuje v teplo. Obě veličiny jsou důležité znát pro správné navrhnutí pryže pro dynamické použití. Tyto veličiny zjišťujeme pomocí laboratorních metod. Nejčastěji se postupuje, že se ke zkušebnímu pryžovému tělesu přidá hmota známé velikosti a celek se považuje za lineární oscilátor. Pokud vychýlíme přidanou hmotu z klidové polohy a systém ponecháme sobě, vznikne tlumené kmitání, v podobě sinusového charakteru, okolo nulové polohy. Z pohybu hmotného bodu za pomoci rovnice Newtonova zákona můžeme po odvození zjistit, že úhlová rychlost závisí na velikosti hmoty m a dynamické tuhosti c pryžového elementu, změna velikosti amplitudy pak na jeho tlumení. Obvykle postupujeme tak, že vhodným způsobem zaznamenáváme časový průběh amplitudy v závislosti na zátěži nebo na výchylce. Z grafického záznamu se odečte počet kmitů za vteřinu. Úhlová rychlost je potom úměrná počtu kmitů. [3]

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (2-19)$$

Z rovnice vypočteme dynamickou tuhost.

$$c = m \cdot \omega^2 = m \cdot (2\pi\nu)^2 \quad (2-20)$$

Z rovnice je patrné, že pro výpočet tuhosti je zapotřebí určit jen 2 veličiny, tzn. že z grafického záznamu odečteme počet kmitů za vteřinu a pak zjistíme hmotnost celého systému. [3]

Tuhost pryžového členu je však možné vypočítat jako síla vztažena na přírůstek deformace. [3]

$$c = \frac{\Delta F}{\Delta l} [Nmm^{-1}] \quad (2-21)$$

Z Hookova zákona určíme modul pružnosti jako poměr přírůstku deformace napětí k přírůstku relativní deformace. [3]

$$E = \frac{\Delta F}{\varepsilon} = \frac{\Delta F}{\Delta l} \cdot \frac{l}{S} = \frac{l}{s} \cdot c [Mpa] \quad (2-22)$$

V praxi modul pružnosti nelze zjistit tímto způsobem zcela přesně, protože vlastní frekvence je do jisté míry závislá na tlumení. V rozsahu běžného používání pryžových pružin je vliv této závislosti tak malý, že může být zanedbán. [3]

V praxi taktéž s modulem pružnosti nastává problém, neboť tato veličina se mění v závislosti na teplotě. Teplota je proměnlivá veličina, z důvodu přeměny energie na teplo, při dynamickém namáhání. [3]

Podle zkušební metody, která nám umožní zaznamenat při dynamickém zatížení křivku zatížení, zjišťujeme tlumení. Křivky po zatěžování a po odlehčení se nekryjí a po ustálení děje vytvoří hysterezní smyčku, kterou pro výpočet nahradíme elipsou. Plocha S_{zat} pod zatěžovací křivkou je práce absorbovaná pryží při jejím zatěžování. Plocha S_{ot} pod odlehčovací křivkou je práce vrácená při odlehčování zkušebního pryžového tělesa. Plocha S_{el} hysterezní smyčky je práce, která vyjadřuje ztrátovou energii, o kterou zkušební pryžový člen v druhé části pracovního cyklu vrátí méně, než v první části pracovního cyklu přidal. Tato ztrátová energie se promění v teplo. [3]

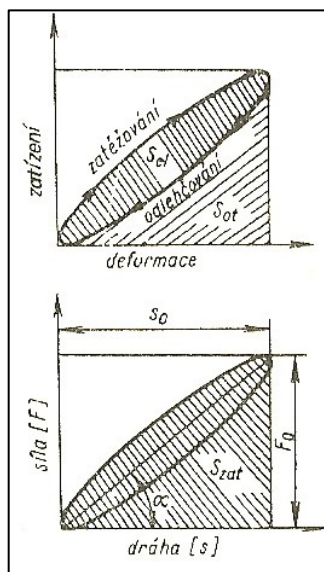
Platí:

$$S_{el} = S_{zat} - S_{ot} \quad (2-23)$$

Z velikosti plochy hysterezní smyčky (S_{el}) a z velikosti plochy přijaté energie (S_{zat}) určujeme účinnost celého cyklu tzv. tlumení. [3]

Tlumení vypočteme pomocí vzorce:

$$D = \frac{S_{el}}{S_{zat}} \cdot 100 [\%] \quad (2-24)$$



Obrázek 2-17 Hysterezní smyčka pryže [3]

U dynamického namáhání taktéž počítáme s tuhostí. V tomto případě se jedná o dynamickou tuhost. Jedná se o odpor, který klade materiál proti střídavému stlačování o jednotkovou deformaci. [3]

Je určena sklonem hysterezní smyčky pomocí vzorce:

$$C = \operatorname{tg}(\alpha) = \frac{F_0}{s} \quad (2-25)$$

V praxi se zřídka setkáváme, že by pryžové dílce byly namáhané konstantním napětím. Většinou bývají namáhané proměnlivým zatížením, které bývá zpravidla periodické. Jako nejjednodušší případ může nastat deformace se sinusovým průběhem, pro které platí, že: [3]

$$\sigma = \sigma_0 \cdot \sin \omega t \text{ [Mpa]} \quad (2-26)$$

Průběh deformace vystihuje analogická rovnice:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot \sin(\omega t - \varphi) \quad (2-27)$$

2.5 Pryž při rázovém namáhání

Namáhání rázem je zvláštní případ dynamického namáhání. Bereme-li v úvahu vztahy pro lineární pohyb sinusového charakteru, můžeme deformaci vzniklou rázem popsat jako účinek jediného použití zatěžovací síly, díky které se vyvolají tlumené kmity. Po určité době se tato síla rázového charakteru může opakovat periodicky nebo neperiodicky. [3]

Rychlosti a zrychlení při rázovém namáhání pryžových dílů v praxi nejsou tak velké, aby podstatně zvětšovaly tuhost pryže. Dále předpokládáme, že ráz se přenáší na hmotu pryže kovovou podložkou. Pokud tomu tak není, vznikají v tomhle případě parazitní jevy. Povrch pryže při rázu se musí postupně přizpůsobit tvaru tělesa, které na pryž naráží. Při tom vznikají relativní pohyby mezi oběma povrchy a v důsledku tření dochází k vývoji tepla a k odběru pryže. Měkka pryž má vyšších teplot ztrácí svoji odolnost vůči odírání. To znamená, že takovéto dílce musí být buď celé z oděru odolné pryže, anebo musí mít vrstvu takovéto pryže v místě rázů. [3]

Pokud je ráz vedený na hmotu velikosti m nacházející se na pryžové pružině, pak rázový impuls urychlí hmotu m natolik, že nastane rovnováha vyjádřena rovnicí

$$I = m \cdot \Delta v \quad (2-28)$$

Kde:

$$I = F \cdot \Delta t \quad (2-29)$$

Pohyb hmoty a deformace pryžové pružiny pokračuje tak dlouho, až kinetická energie pohybu

$$E_k = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad (2-30)$$

přejde v potencionální energii

$$E_p = \frac{Fp \cdot s}{2} \quad (2-31)$$

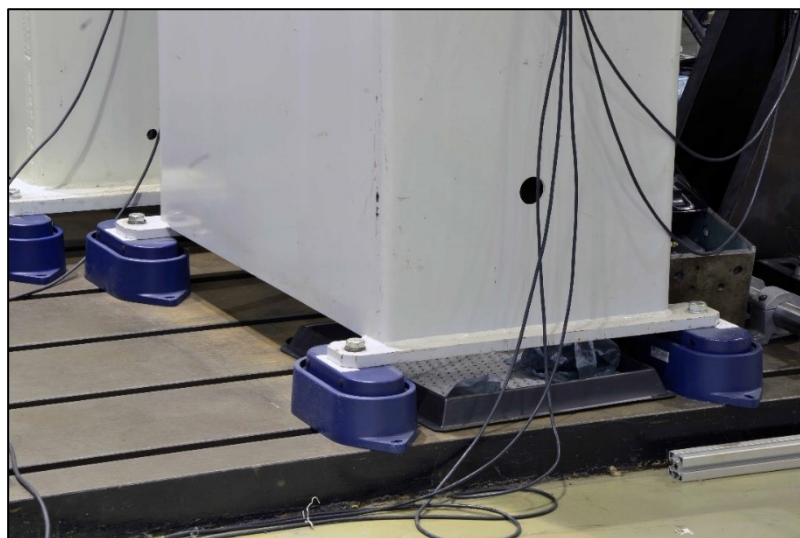
Vzhledem k tomu že hmota a pryžová pružina tvoří lineární oscilátor, vznikne tlumené kmitání, které bude trvat tak dlouho, dokud se celá potencionální energie nepromění v teplo.

2.6 Pružné uložení

Každý stroj při své činnosti vytváří při svém provozu nejrůznější síly proměnné velikosti i směru. Část z nich se přenáší ze stroje styčnými plochami do okolí. Na této cestě se různě transformují, mění svůj směr i velikost. Část těchto sil se pohlcuje, část postupuje dál. Jelikož stroje pracují rázově nebo periodicky, mají tyto síly příslušný charakter.

Tyto síly vyvolávají v okolí vlnění, které se nepříznivě projevují chvěním nebo hlukem, nejčastěji obojím. Tyto nepříznivé jevy pracujících strojů se snažíme omezit na minimum. V tomto případě mluvíme o kmitové izolaci. Kmitovou izolaci rozdělujeme na aktivní a pasivní. Při aktivní izolaci se snažíme izolovat okolí od rušícího zdroje. S tímto způsobem se můžeme setkat nejčastěji a je nejúčinnější. Někdy však nestačí. Je to tehdy, je-li zapotřebí měřicí přístroj nebo jiné zařízení citlivé na otřesy izolovat od okolí, zejména od základů, jimiž se vlnění k přístroji přivádí. V těchto případech je vhodnější pasivní izolace. [3]

Při pasivní izolaci se snažíme určité místo izolovat od okolí, které je vystaveno celé řadě rušících elementů.



Obrázek 2-18: Pasivní izolace upevňovacího zkušebního rámu INOVA FU63

Zařazením pružin se vytvoří systém, který je schopen kmitání. Charakterem tohoto kmitání je určován velikosti kmitající hmoty m a tuhostí c elastického vraženého členu. [3]

Skutečnost, že každý stroj má vlastní kmitočet, vede ke skutečnému kmitání tehdy, jestliže nějaká vnější příčina k němu dá podnět. Vnější podněty mohou mít různý charakter. Rozlišujeme „buzení“ periodické a rázové. [3]

Periodické buzení se vyznačuje trvalým působením orientované síly, jejíž velikost se mění podle určitého zákona a děj se pravidelně opakuje. Rázové buzení je vyvoláno krátkodobým působením rázové síly. Tyto rázy se mohou periodicky nebo neperiodicky opakovat. Tato periodická budící síla může být vyvolána změnami napětí nebo pohybem hmot. [3]

Tyto budící síly vycházející ze strojů jsou tvořeny ze setrvačných sil různých řádu, tedy z různých frekvencí. Matematická formulace těchto sil je dána Fourierovou řadou

$$F_e = F_0 + F_1 \sin(\omega t + \varphi_1) + F_2 \sin(2\omega t + \varphi_2) + \dots \quad (2-32)$$

Je možné, že počet členů této nekonečné řady se bude zmenšovat. V nejjednodušším případě lze použít sinusové funkce (první harmonické)

$$F_e = F_{e \max} \sin(\omega t) \quad (2-33)$$

Kde:

F_e ...okamžitá velikost budící síly

$F_{e \max}$...maximální velikost budící síly

V případech, kdy nositelka síly je mimo těžiště stroje, uvažujeme i o momentu jehož velikost je dána vztahem:

$$M_{e \max} = F_{e \max} \cdot a \quad (2-34)$$

Kde:

a ...vzdálenost těžiště od nositelky síly F_e

Periodické změny napětí, které jsou jako zdroj pro budící síly, se vykytují například u pístových spalovacích motorů, u kterých je kostra stroje namáhána střídavě na tlak a tah, podle pohybu pístů ve válci.

Rázové budící síly se vyskytují zejména u kladiv, lisů apod. Celému systému se rázovou silou uděluje impuls, který je dán integrálem:

$$J = \int F \cdot dt \quad (2-35)$$

Kde:

dt ...doba uplynutí aplikace okamžité síly F_e

Periodické budící síly se mohou projevovat různě. Nebezpečný je případ rezonance. Tento jev nastává tehdy, když rytmus frekvence vlastních kmitů je stejná jak rytmus periodických sil vycházející ze stroje. Zcela malé budící síly stačí, aby vyvolal kmitání celého stroje. Vzniká nebezpečný stav, kdy provoz stroje se stává neudržitelný, a části stroje jsou ohroženy lomem. Proto vlastní frekvence bývá nazývanou kritickou frekvencí.

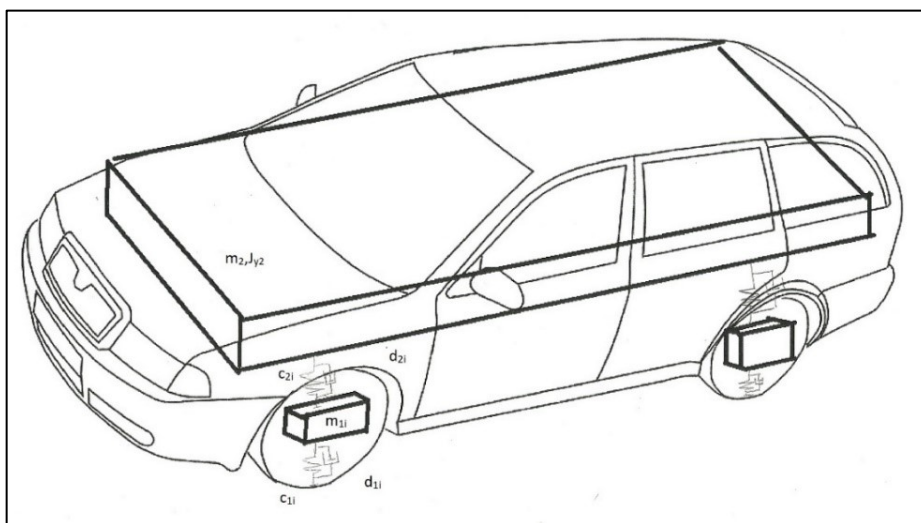
V praxi neexistuje kmitavý systém, který by pracoval bez tlumení. Kmitání je tlumeno tehdy, když se kmitavému pohybu postaví do cesty odpory. Nejjednodušším případem je odpor způsobený třením. Pohyb při něm není znemožněn, pouze ztížen. Při kmitavém pohybu musí těleso tento odpor přemáhat, neboť působí proti pohybu. Za tlumení můžeme považovat i odpor vzduchu. Některé látky se vyjadřují tzv. materiálovým tlumením.

2.7 Dynamické modely odpružení

Kmitání automobilu při jízdě vzniká ve směru svislém (nahnášení), podélném (kolébání) a ve směru příčném (kolébání). Toto kmitání nastává zejména při jízdě po vozovce s nerovným povrchem. Když budeme brát vozidlo jako kmitavou soustavu, výstupem z této soustavy budou svislé zrychlení, které jsou měřítkem jízdního pohodlí. Tímto kmitáním vznikají také síly, které mění svislé zatížení kol s vozovkou. V extrémním případě tyto síly mohou být tak veliké, že zatížení kol na vozovku bude nulové. Z tohoto důvodu je kmitání i měřítkem bezpečnosti. Kmitání taktéž zvětšuje namáhání vozidlových částí a zmenšuje životnosti vozidla. [2]

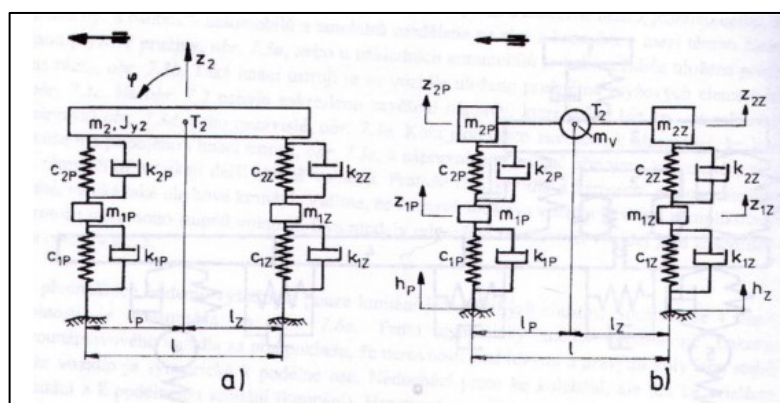
Před začátkem sestavení každého matematického modelu je zapotřebí, aby byl zvolen dynamický model, který nejlépe odpovídá realitě.

Relativně jednoduchý model, ale pro výpočet značně komplikovaný je na obrázku. Karoserie vozidla byla nahrazena deskou o hmotnosti m_2 s momentem setrvačnosti J_{y2} . Kola, a neodpružené hmoty, jsou nahrazeny čtyřmi tělesy o hmotnostech $m_{1i} : (i=1.2.3.4.)$. Mezi karoserií vozidla a jednotlivými koly se nacházejí pružiny s tuhostí c_{2i} a tlumiče s tlumením d_{2i} . Jako poslední tlumící prvek jsou na vozidle pneumatiky s tuhostí c_{1i} a s tlumením d_{1i} . Dynamický model v tomto případě má 7 stupňů volnosti.



Obrázek 2-19 Zjednodušený prostorový dynamický model odpružení vozidla Škoda Octavia Combi

Tato soustava nacházející se na obrázku není úplná. U starších osobních automobilů a autobusů se můžeme setkat s případem, kdy karoserie není samonosná. V tomto případě se zde nachází rám. Mezi rámem a karoserií se u těchto vozidel nachází pryžové pružiny. Dalším případem může být pružné uložení kabiny řidiče u nákladních vozidel. Tato kabina se taktéž nachází na rámu. Dalším dosti důležitým uložením v automobilech je pružné uložení agregátu a převodovky. Jako další kmitavá soustava se ve vozidlech řeší závislé a nezávislé nápravy. V praxi musíme však počítat že rámy a karoserie vozidla nejsou nikdy absolutně tuhá. Díky tomuto jevu nám vznikají také ohybové kmitání. V rámci této diplomové práce bude demonstrován model jednoduché soustavy, znázorňující vozidlo v bokorysu. Tento model představuje případ, že nerovnost pod levými a pravými koly jsou stejné a vozidlo je symetrické k příčné ose. Díky tomu nedochází ke kolébání, ale jen ke svislému a podélnému kmitání. Karoserií vozidla o hmotnosti m_2 a s momentem setrvačnosti J_{y2} rozdělíme na 3 tělesa o hmotnostech m_{2p}, m_{2z} a m_v .



Obrázek 2-20 Rovinný model kmitání vozidla [2]

Těleso o hmotností m_v vyjadřuje vazbu soustavy umístěnou v těžišti. Tato tři tělesa jsou spojena bezhmotnou tyčí. [2]

Velikost těchto hmotností plyne z podmínek:

- zachování celkové hmotnosti:

$$m_2 = m_{2p} + m_{2z} + m_v \quad (2-36)$$

- zachování polohy těžiště:

$$m_{2p}l_p + m_{2z}l_z + 0 = 0 \quad (2-37)$$

- zachování momentu setrvačnosti

$$J_{y2} = m_2 i_y^2 = m_{2p}l_p^2 + m_{2z}l_z^2 + 0 \quad (2-38)$$

Z řešení soustavy rovnic dostaneme:

$$m_{2p} = m_2 \frac{i_y^2}{l_p l} \quad m_{2z} = m_2 \frac{i_y^2}{l_z l} \quad m_v = m_2 \left(1 - \frac{i_y^2}{l_p l_z} \right)$$

Bude-li hmotnost vazebního tělesa $m_v = 0$, neboli

$$\frac{i_y^2}{l_p l_z} = 1$$

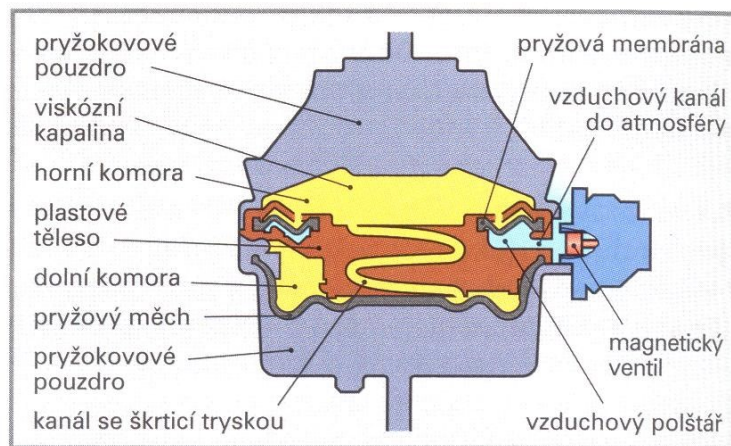
je posléze přerušena vazba mezi přední a zadní nápravou, takže svislé pohyby tělesa o hmotnosti m_{2p} a m_{2z} jsou navzájem nezávislé.

Ve výsledku to znamená, že pokud bude např. vybuzena ke kmitání přední náprava, pak se bude pohybovat jen těleso s hmotností m_{2p} a těleso m_{2z} zůstane v klidu. V opačném případě, kdy hmotnost vazebního tělesa $m_v \neq 0$, jsou pak pohyby v přední a zadní části vozidla vázány, tzn. při přejezdu nerovností se pohybuje jak přední, tak i zadní těleso. Znaménko pro vazební hmotnost m_v může být záporné. Ačkoliv hmotnost nemůže být nikdy záporná, v konkrétním výpočetním příkladně se jedná pouze o početní veličinu vyjadřující vazbu soustavy. [2]

2.8 Nepřřžové pružné uložení agregátů silničních vozidel

2.8.1. SILENTBLOKY S HYDRAULICKÝM TLUMENÍM

V dnešních dnech se můžeme často setkat se lůžky, která jsou tlumená hydraulicky. Tato lůžka můžeme nalézt především u těžších agregátů. Hydraulická lůžka pracují tak, že při běhu je vibracemi motoru vytvořen v horní komoře tlak kapaliny. Tento tlak působí na pryžovou membránu. Ta se deformuje a tlumí vibrace. Vzduch z komor uniká otevřeným elektromagnetickým ventilem. Při jízdě je tento ventil uzavřen a tlak kapaliny působí přes škrtící trysku ve spojovacím kanálu v dolní komoře na pryžový měch, který se deformuje a omezuje tak vibrace. [15]



Obrázek 2-21: Hydraulicky tlumený silentblok [15]

3. Zkoušení pryžových lůžek

Pro zjištění základních parametrů pryžových lůžek se provádějí statické, dynamické a životnostní zkoušky. Po provedení všech testů se výsledky zaznamenají do grafů pomocí softwaru Excel.

3.1 Popis zkoušek podle koncernových norem

Pro veškeré zkoušky lůžek se u koncernu VW používají vnitropodnikové normy. V těchto normách jsou nadefinovány dynamické a statické zkoušky.

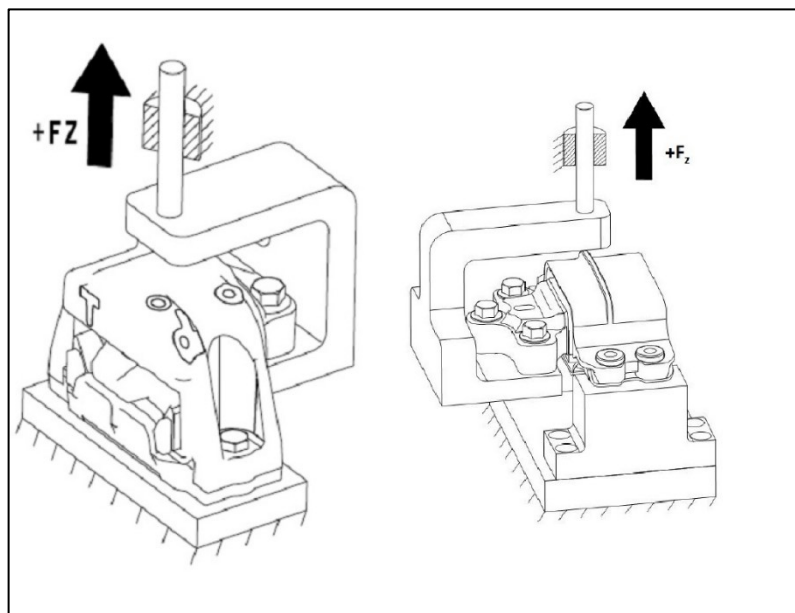
3.1.1. STATICKÉ ZKOUŠKY

Statické zkoušky pro případ této diplomové práce se podle normy provádí při zatížení silou F_z . Velikost této síly je dohledatelná u výkresů dotýčných zkoušených prvků.

U statických zkoušek musí zkušební stanoviště podle normy splňovat následující podmínky:

- Konzola lůžka musí být vedena paralelně s motorovým lůžkem podle předlohy.
- Šroubové spojení musí být zvoleno tak, aby hlavy šroubu správně dosedaly na dosedací plochy a aby jejich zatížení korespondovalo se situací ve vozidle.

- Zkouška musí být vykonaná se šrouby správnou pevnostní třídou a podložkami s průměrem šroubu a tloušťkou $\geq 6 \text{ mm}$

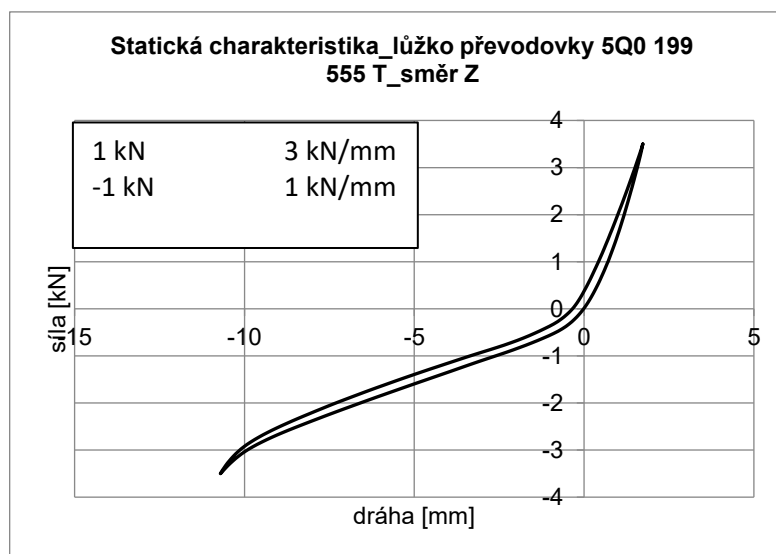


Obrázek 3-1: Statické zkoušky ložek

Parametry statických zkoušek jsou uvedeny v tabulce

Tabulka 3 Parametry statické zkoušky

| Typ testu | Silou řízený |
|-------------------|-----------------------------|
| Testovací teplota | $(23 \pm 5) ^\circ\text{C}$ |
| Rychlost | 15 mm/min |

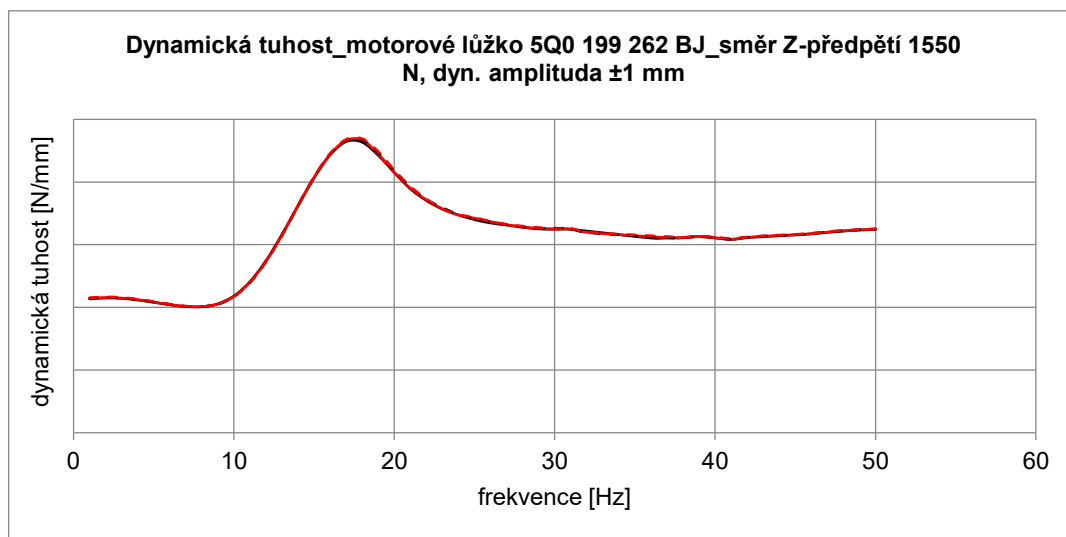


Graf 3-1 Výsledný graf statické zkoušky

3.1.2. DYNAMICKÉ ZKOUŠKY

Veškeré okrajové podmínky pro dynamické zkoušky jsou identické jak v případě statických zkoušek. Tato zkouška se pouze liší v tom, že zkoušecí přípravek se prvně zatíží na sílu F_z o velikosti 1550 N u motorového lůžka a o 1000 N u lůžka převodového. Tato síla simuluje hmotnost agregátu motoru a převodovky na stranách umístění daného lůžka.

Po zatížení požadovanou silou se přípravkem kmitá po dráze s , která má velikost $\pm 5 \text{ mm}$. Zkoušecí přípravek se za těchto veličin rozkmitá až do frekvence 30 Hz.



Graf 3-2 Výsledky testů dynamické zkoušky

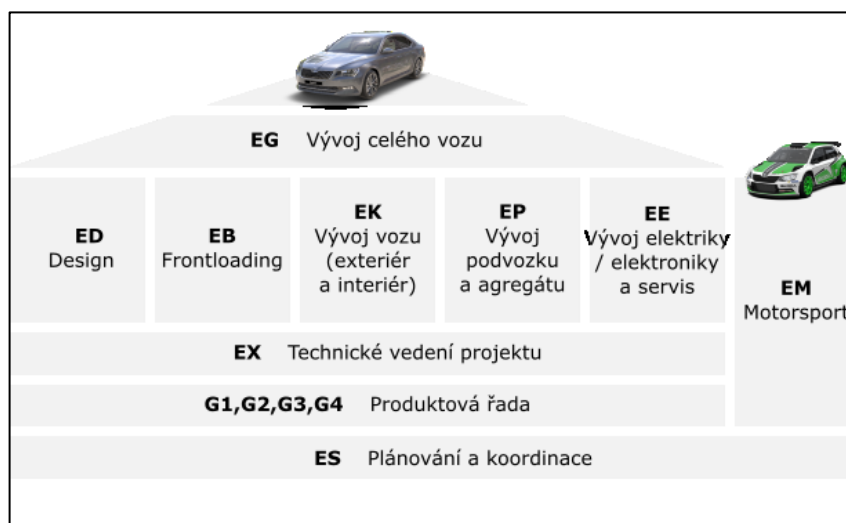
3.2 Popis zkušebního zařízení pro uchycení pružných uložení motorů a převodovek využívané ve společnosti Škoda Auto a.s.

Před samotným vystavením modelu vozidla na autosalonu a před každým zahájením prodeje si každý model musí projít patřičně dlouhým technickým vývojem. V případě společnosti Škoda Auto a.s. se jedná o souhrn procesů, zavázané koncernovou směrnicí. Tyto procesy mají délku trvání zhruba 48 měsíců a jsou v ní zapojeny veškeré organizace vývoje společnosti z obrázku.

Mezi nejdůležitější vývojové činnosti v procesu vývoje vozu patří dlouhodobé zkoušky. Ty jsou realizovány v oddělení EGD, které je rozděleno na tyto skupiny:

- EGD/1 - Dlouhodobé jízdní zkoušky
- EGD/2 - Laboratorní jízdní zkoušky/Dynamická zkušebna
- EGD/3 - Zkušební měřicí systémy
- EGD/4 - Plánování a přípravy dlouhodobých zkoušek, zkoušky elektroniky

Přípravky, které budu navrhovat v této diplomové práci, se navrhují pro oddíl EGD/2.



Obrázek: 3-2 Organizace technického vývoje ve společnosti Škoda Auto

3.3 Dynamická zkušebna

Hlavní náplní činností dynamické zkušebny jsou realizace zkoušek vozů, skupin, podskupin a dílů na elektrohydraulických a elektrodynamických zkušebních stavech. Dále slouží zkušebna k měření provozního namáhání, tuhosti, deformací a mechanických napětí. Mezi další činnosti dynamické zkušebny patří zjišťování charakteristik a realizace experimentálních zkoušek pro verifikaci výpočtových modelů.

3.3.1. ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ NA DYNAMICKÉ ZKUŠEBNĚ

Veškeré zkoušky týkající se motorových a převodových lůžek se provádí převážně na elektrohydraulických stavech podle koncernových metodik. Tyto elektrohydraulické systémy slouží k provádění 1 až 4 kanálových únavových i kvazistatických testů komponentů a podskupin. Tyto systémy jsou uzpůsobeny k monitorování běhu zkoušky po celou dobu testu s možností uchovávání naměřených dat.

Veškeré elektrohydraulické zkušební zařízení na dynamické zkušebně funguje na elektrohydraulickém systému FlexTest IIm, FlexTest GT a FlexTest T60 od firmy MTS. Tyto systémy se skládají z počítače, s příslušným ovládacím softwarem, pomocí kterého řídíme průběh a nastavení zkoušky. Z počítače jdou informace po ethernetové kabeláži do ovladače, který nadále posílá signál do hydraulického napáječe MTS 293.1X. Tento rozvaděč reguluje tlak a průtok hydraulické kapaliny, která je dodávána z hydraulického agregátu. Z rozvaděče pomocí hydraulických hadic je kapalina dodávána k hydraulickému válci.

Z ovladače jde signál k příslušným servoventilům od firmy Moog, které jsou součástí hydraulického válce. Tyto ventily obstarávají pohyb válce, podle nadefinovaného pohybu, který jsme vytvořili v softwaru.

Pro zpětnou vazbu se na každém zkoušecím zařízení používají pro měření zatížení siloměry GTM.

3.3.2. ZKOUŠENÍ MOTOROVÝCH A PŘEVODOVKOVÝCH LŮŽEK

Motorová a převodovková lůžka se zkouší ve 3 verzích zkoušek. První verze zkoušení se provádí na upevňovacím rámu Inova FU63. Na tomto rámu je upevněn hydraulický válec a přípravky, které budu navrhovat. Na tomto upevňovacím rámu se provádí statické a dynamické zatěžování zkoušených lůžek pouze ve směru svislé osy.



Obrázek 3-3: Upevňovací rám Inova FU63

Další varianta se realizuje pouze u převodovkových lůžek. Tato zkouška se neprovádí na upevňovacím rámu. Silentblok je za pomoci přípravků upevněný k ocelové desce, která se nachází na zemi. Převodovkové lůžko se pak zkouší pomocí 3 hydraulických válců ve všech osách.

V závěrečné fázi se provádí i životností zkoušky pomocí tepelné komory. V ní se motorová lůžka zatěžují v příčné a svislé ose. V případě převodovkových lůžek se zkoušky provádí ve všech osách. Předností této komory je, že díly se zde mohou zkoušet až do teploty 80°C. V této komoře se přípravky zatěžují reálným signálem. Zkouška probíhá po dobu, která odpovídá najetí 180 000 km. Po simulaci, odpovídající ujetí 10 000 km, se provádí měření zkušebního vzorku na statickou tuhost. Tyto výsledky se pak procentuálně porovnávají s výchozím stavem na začátku zkoušky.



Obrázek 3-4: Tepelná komora pro zkoušení ložek na dynamické zkušebně

V teoretické části diplomové práce jsem zabýval konstrukcí a vlastnostmi pružných uložení. Hlavním důvodem bylo poukázat na tyto aspekty. Tím prvním aspektem je rozmanitost vlastností, které nabízí pryžová ložka agregátů. Ty mají patřičnou odezvu vůči zatěžovacím elementům. Na ty je důležité brát ohled, neboť budou mít vliv na zkoušecí zařízení, včetně přípravků. V této části jsem chtěl poukázat i na různorodost těchto vlastností, neboť poddajná pryž s velkou hysterezi budou mít na přípravky rozdílný vliv než tuhá ložka, která lze nalézt například u vznětových motorů. Dalším aspektem je různorodost materiálů a tvarů, které lze nalézt u ložek agregátů. Díky této skutečnosti nastává problematika s fixačními body jednotlivých ložek, které slouží k upevnění do zkušebních strojů. Tato rozmanitost při používání jednoho stroje, vyžaduje řadu přípravků s udržením variability drahého zkušebního zařízení. Z tohoto důvodu jsem dospěl k názoru, že jako zdroj informací bude nejvhodnější použít údaje ze zkoušek nejtužších a nejrozměrnějších ložek, které byly v minulosti naměřeny.

4. Návrh přípravků pro uchycení pružných uložení motoru a převodovky

Oddělení EGD/2 v minulosti realizovalo statické a dynamické zkoušky pomocí svých přípravků. Ty byly však vytvořeny provizorně a bez patřičných analýz. Tyto přípravky svými vlastnostmi nevyhovovaly požadavkům na kvalitu zkoušek. První nežádoucí vlastnost byla velký počet částí.. Z tohoto důvodu docházelo ke zvyšování času na sestavení zkušebního stanoviště. Dalším důvodem byl vliv na zkreslování výsledku testů kvůli rezonanci horních přípravků při dynamických zkouškách.

Tento nedostatek se projevoval hlavně u dynamické zkoušky převodovkového lůžka, kdy u frekvence $f_{max} \geq 30 \text{ Hz}$ začaly mít výsledky zkoušek nežádoucí charakter. Z těchto důvodů byl vznesen požadavek na návrh a výrobu nových přípravků.

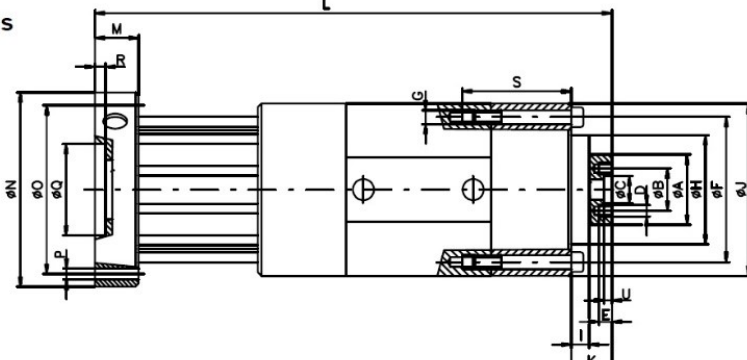
Od oddělení EGD/2 jsem byl obeznámen s požadavky, podle kterých budu přípravky navrhovat a upravovat.

Jako hlavním optimalizačním kritériem bylo konstrukčně upravit přípravky tak, aby se maximalizovala frekvence, při které budou samotné přípravky rezonovat. Jako výrobní materiál se použije konstrukční ocel 11 500. Dalším vstupním kritériem bylo přizpůsobení tvaru přípravků, aby byla co nejjednodušší výroba. Výroba těchto přípravků se bude uskutečňovat na víceosé fréze v dílnách automobilky. Jako posledním kritériem bylo zachování univerzálnosti pro všechny uložení agregátu používané v platformě MQB. Při návrhu přípravků jsem vycházel z výkresů převodovkových a motorových lůžek a z modelů ve formátu STEP, které mi ochotně poskytnul personál dynamické zkušebny. Pro modelování přípravků jsem zvolil software Autodesk Inventor a pro analýzu, pomocí Metody konečných prvků, jsem zvolil software Ansys Workbench.

4.1 Horní upevňovací přípravek pro motorové lůžko

Abych splnil požadavek na usnadnění výroby, rozhodl jsem vymodelovat přípravek ve formě lomeného nosníku.

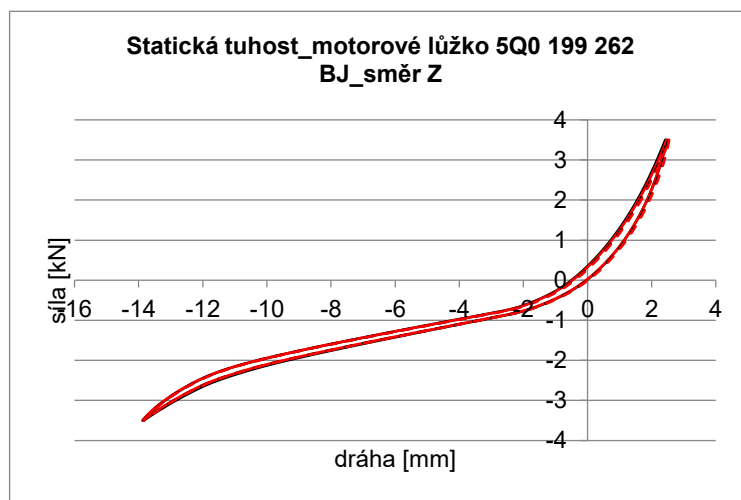
Aby přípravek vyhověl normám, musí být konstruován tak, aby síla z pístnice působila do osy motorového lůžka. K samotnému spojení pístnice a přípravku se využijí otvory pro šrouby v pístnici, díky kterým přípravek půjde připevnit pomocí šroubů. Ke správnému nadefinování děr jsem taktéž potřeboval výkresovou dokumentaci pístnice. Na zkoušejícím hydraulickém válci se nachází pístnice Inova AH 10/25, která má potřebné rozměry pro díry zvýrazněné na obrázku.

| Specifications | | | | | | | | | |
|----------------|----|--|------------|------------|--------|--------|--------|---------|---------|
| | |  | | | | | | | |
| Type | | AH 10/25 | AH 40/63 | AH 100/160 | AH 250 | AH 400 | AH 630 | AH 1000 | AH 2500 |
| Nominal | kN | 10, 16, 20, 25 | 40, 50, 63 | 100, 160 | 250 | 400 | 630 | 1000 | 2500 |
| A | mm | Ø45 | Ø55 | Ø80 | Ø125 | Ø125 | Ø160 | Ø200 | Ø315 |
| B | mm | Ø30 | Ø30 | Ø45 | Ø71 | Ø95 | Ø112 | Ø117 | Ø250 |
| C | mm | Ø18H7 | Ø18H7 | Ø18H7 | Ø30H7 | Ø30H7 | Ø50H7 | Ø50H7 | Ø160H7 |
| D | mm | 8xM6 | 8xM6 | 8xM10 | 8xM16 | 8xM20 | 8xM24 | 8xM24 | 12xM30 |

Obrázek 4-1 Rozměry děr pístnice pro šrouby u pístnice

Při modelování přípravku jsem bral v úvahu i pohyb konzoly při zkouškách. Z tohoto důvodu jsem dostal k dispozici výsledky z měření se starými přípravky. Díky výsledkům zaznamenaných v grafu jsem zjistil, že z důvodu deformace pryžového lůžka se při statickém zkoušení změnila poloha konzoly o 14 mm. Na tuto změnu polohy má vliv i deformace konzole. Ta je však velmi malá.

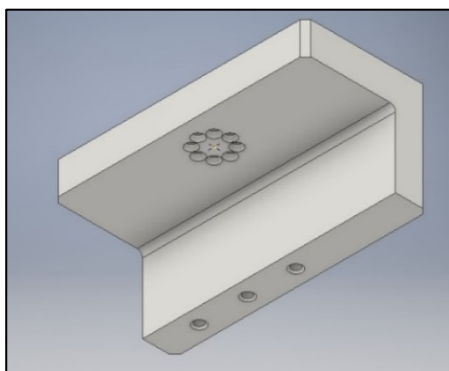
U šroubového spojení s pístnicí jsem se rozhodl pro aplikaci šroubů s vnitřním šestihranem. Důvodem této aplikace je možnost zapuštění hlavy šroubu do přípravku.



Graf 4-1 Výsledky statického měření motorového lůžka se starými přípravky

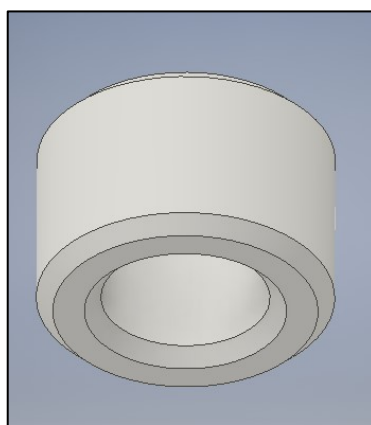
Díky tomuto zapuštění se eliminuje riziko kolize šroubů s lůžkem, které by mohlo nastat při statických nebo dynamických zkouškách. Na veškerých přípravcích jsem ve vnitřní části přípravku nahradil ostré hrany zaoblením. Díky tomuto zaoblení dojde ke zmenšení napětí v kořeni vrubu. Díky tomu dojde ke snížení únavy materiálu v tomto místě.

Dále jsem na všech přípravcích zkosil vnější hrany z důvodu bezpečnosti obsluhy při manipulaci. Pro modelování přípravku jsem využil software Autodesk Inventor 2019.



Obrázek 4-2 Designový návrh horního přípravku pro motorové lůžko v programu Autodesk Inventor

Z důvodu zachování univerzality použitelnosti jsem navrhnul i podložky, které vykompenzují tvarové rozdíly konzol. Tyto podložky jsem v Inventoru vymodeloval formou dutého rotačního válečku.



Obrázek 4-3 Designový návrh universálních podložek

4.1.1. PEVNOSTNÍ VÝPOČET VRCHNÍHO PŘÍPRAVKU PRO UCHYCENÍ MOTOROVÉHO LŮŽKA

Vrchní přípravek bude jednou z nejvíce namáhaných součástí sestavy, proto jsem přistoupil k pevnostnímu výpočtu a následné analýze pomocí MKP. Pro zjednodušení výpočtu jsem konzoli lůžka nahradil pevnou a tuhou deskou. Vzhledem k tomu že v těchto místech se budou nacházet šroubové spoje, vytvořil jsem zde vetknutí. Z grafu Graf 4-1 lze vidět, že poslední statická zkouška motorového lůžka se provedla při síle $F = 3,5 \text{ kN}$. V rámci naddimenzování jsem zavedl velikost síly $F_{pístnice} = 5 \text{ kN}$.

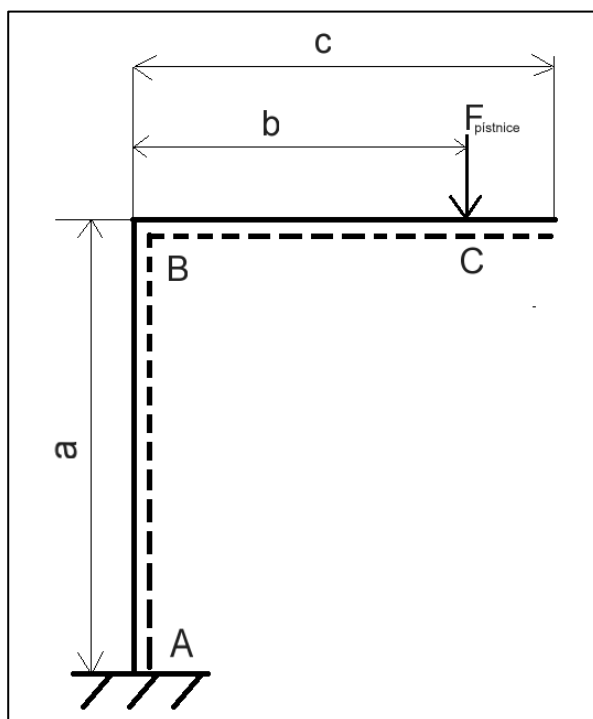
Následně jsem vytvořil prutovou soustavu, kde prut značí spodní část vlákna přípravku.

Podle obrázku jsou rozměry prutové soustavy:

$$a = 85 \text{ mm}$$

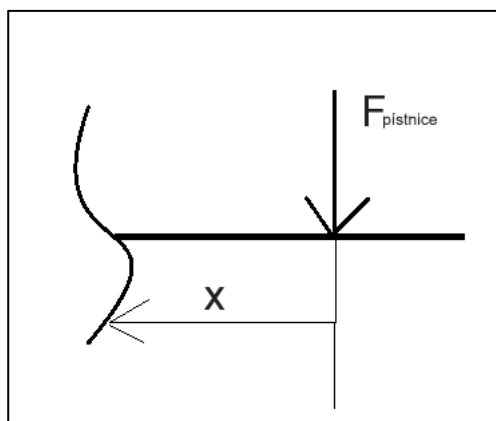
$$b = 66 \text{ mm}$$

$$c = 83 \text{ mm}$$



Obrázek 4-4 Prutová soustava vrchního motorového přípravku

Jelikož v mém případě na nosník nepůsobí žádná síla ve vodorovné rovině, tak vetknutá vazba mi odebírá 2° volnosti. Tím pádem mohu počítat 2 rovnicemi rovnováhy. Z těchto poznatků vyplývá, že úloha je staticky určitá. Po zjištění této skutečnosti jsem přistoupil k výpočtu průběhu momentů. Z prvotního pohledu lze vidět, že na nosník nepůsobí žádná síla ve vodorovné rovině. Tudíž jsem přistoupil k výpočtu ohybového momentu. Průběh momentů jsem počítal zprava od $F_{pístnice}$.



Obrázek 4-5 Metoda řezu

$$M_{o\ CB} = -F_{pístnice} \cdot x \quad (4-1)$$

kde:

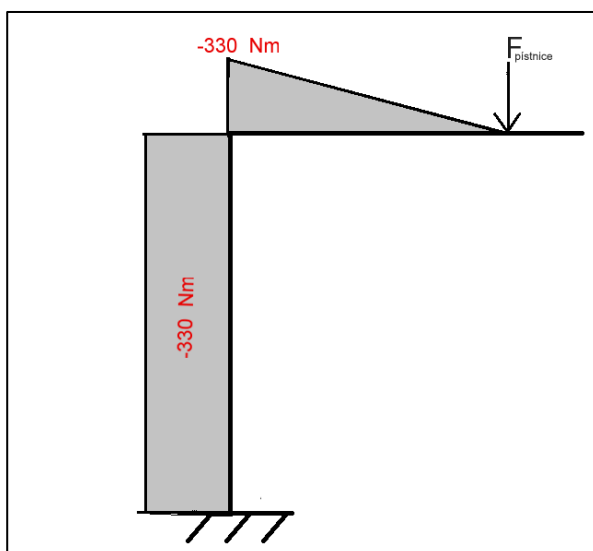
$$x = \langle 0, b \rangle$$

Po dosazení hodnot ze zadání vyjde maximální ohybový moment:

$$M_{o\ CB} = -5000 \cdot 66$$

$$M_{o\ CB} = -330\ 000\ Nmm$$

Vzhledem k tomu, že se na nosníku nenachází žádná vodorovná síla, bude tento moment působit i od bodu B až k místu vetknutí.

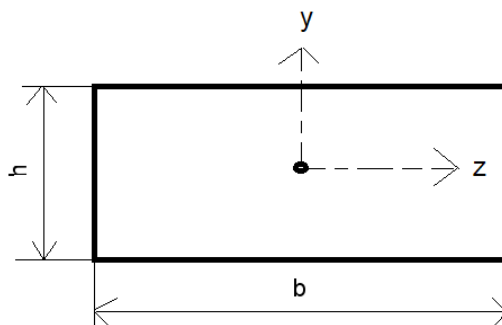


Obrázek 4-6 Průběh momentu v horním přípravku

Abych mohl vypočítat hodnotu napětí podle rovnice (2-5), musím před začátkem výpočtu zjistit hodnotu ohybového modulu v průřezu. Modul v ohybu k ose z, který potřebuji k výpočtu napětí, vypočítám pomocí rovnice (4-2).

$$W_{oz} = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (4-2)$$

Kde v mém případě podle obrázku jsou hodnoty průřezu:



Obrázek 4-7 Profil průřezu přípravku.

$$b = 235 \text{ mm}$$

$$h = 30 \text{ mm}$$

Po dosazení hodnot jsem vypočetl hodnotu ohybového modulu v průřezu.

$$W_{oz} = \frac{235 \cdot 30^2}{6}$$

$$W_{oz} = 32\,250 \text{ mm}^4$$

Nyní mám veškeré hodnoty, díky kterým mohu vypočítat ohybové napětí.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{330\,000}{32\,250}$$

$$\sigma_o = 9,44 \text{ Mpa}$$

Aby přípravek vyhověl, musí platit podmínka že:

$$\sigma_o \leq \sigma_D$$

Podle [16] u konstrukční ocele 11 500 je dovolené napětí v ohybu $\sigma_d = 220 \text{ Mpa}$

Jako další část jsem vypočítal podložky, které se budou aplikovat pod horní přípravky. Tyto podložky jsou namáhané na tlak a otláčení. Namáhání na tlak se vypočte podle rovnice (2-2) kde:

$$\sigma_t = \frac{\frac{F_{pístnice}}{i}}{S} = \frac{\frac{F_{pístnice}}{i}}{\pi \cdot \left(\frac{D_2 - D_1}{2}\right)^2} = \frac{\frac{5000}{3}}{\pi \cdot \left(\frac{18 - 10}{2}\right)^2} = \frac{1666,66}{175,92} = 9,47 \text{ Mpa}$$

Kde:

i ... počet podložek

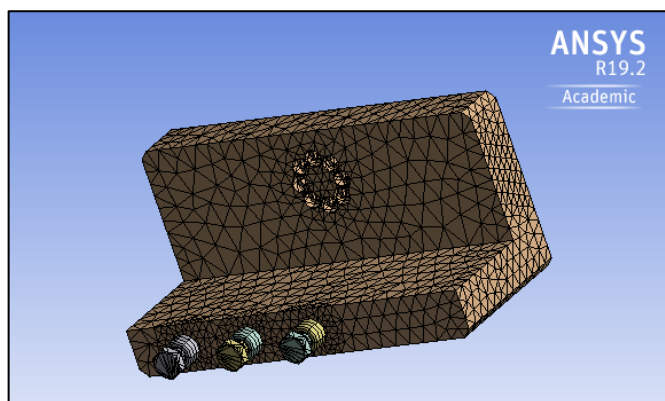
Dále jsem provedl kontrolu stykových ploch na otláčení. Každou vnější hranu podložky jsem zkosil o rozměrech $1 \times 45^\circ$. Z tohoto důvodu se budou průměry lišit. Tlak ve stykových plochách se počítá stejně jak napětí v tlaku.

$$p_{st} = \frac{\frac{F_{pístnice}}{i}}{S} = \frac{\frac{F_{pístnice}}{i}}{\pi \cdot \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2} = \frac{\frac{5000}{3}}{\pi \cdot \left(\frac{16 - 12}{2}\right)^2} = \frac{1666,66}{87,96} = 18,94 \text{ Mpa}$$

Podle [16] u konstrukční ocele 11 500 je dovolené napětí v tlaku $\sigma_d = 210 \text{ Mpa}$. Ve stejné hodnotě se pohybuje i dovolený tlak p_d . Jelikož jsou podmínky splněny, tyto podložky z hlediska pevnosti vyhovují.

Jelikož analytický výpočet adekvátně nepopisuje reálné chování přípravku, hlavně v oblasti kontaktu přípravku s podložkou a šrouby, přistoupil jsem k pevnostní analýze pomocí metody konečných prvků. K analýze jsem využil post procesor „**Static Structural**“ v softwaru Ansys Wokbench. Aby bylo možné provést analýzu v programu Ansys, musel jsem prvotní návrh převést do formátu STEP. Do prvotního návrhu jsem taktéž zakomponoval patřičné šrouby, které budou představovat spojení s konzolí lůžek agregátu. Před samostatným sestavováním sítě jsem se v sekci „**Engineering data**“ obeznámil s materiálem, který použiju k analýze. Jako materiál jsem ponechal nadefinovaný „**Structural Steel**“, který adekvátně odpovídá konstrukční oceli. Po obeznámení s materiálem jsem přistoupil ke tvorbě sítě v sekci „**Model**“.

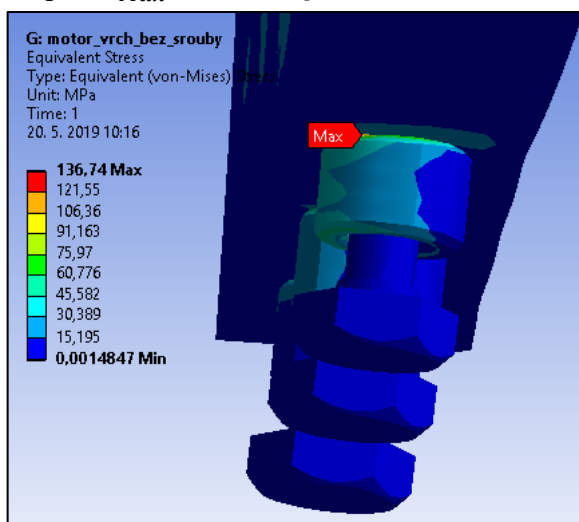
Jako první krok jsem nechal nadefinovat samotným softwarem velmi hrubou síť. Poté jsem spustil výpočet redukovaného napětí. Díky tomuto postupu jsem zjistil nejkritičtější místo přípravku okolo děr na šrouby, kde dochází ke kontaktu s podložkou. Z důvodu hrubé sítě hodnota výsledného napětí diverguje od reálných hodnot. Aby výsledek se co nejvíce přiblížil k realitě, musel jsem na přípravku zvětšit počet prvků a uzlů v síti. Tyto prvky jsem hlavně koncentroval na kritická místa přípravky, kde dochází ke koncentracím napětí. K tomu jsem použil vyhlazovací výraz „**Refinement**“. Tento výraz slouží k definici počtu hran. Samotnou síť jsem nadefinoval pomocí metody „**Hex Dominant Method**“. Důležitým aspektem bylo zjemnění sítě okolo šroubových spojů. Co se týče šroubového spojení, zde jsem využil metodu „**Contact Sizing**“ díky, které jsem si mohl upravovat síť pro jednotlivé šrouby a díry.



Obrázek 4-8 Výsledná síť horního adaptéru

Po sestavení sítě jsem byl připraven k vytvoření vstupních deformačních okrajových podmínek pro samotný model. Jako první okrajová podmínka byla v modelu automaticky vytvořena podmínka „**Connection**“. Tato okrajová podmínka znázorňuje právě spojení šroubů s přípravkem a také kontaktu s podložkami. Veškerá spojení jsem dal typu „**Bonded**“. Jako další okrajovou podmínku jsem musel nastavit vazby. K těmto vazbám jsem využil šrouby, ke kterým jsem přiřadil okrajovou podmínku „**Displacement**“. Tuto podmínku jsem dal zvlášť pro šrouby a podložky. U šroubů jsem si nadefinoval odebrání dvou stupňů volnosti a to v podélné a příčné ose. U podložek jsem pohyb nadefinoval na spodní ploše jednotlivých podložek tak, že zdejší vazba odebrá jeden stupeň volnosti ve svislé ose. Nadále bylo zapotřebí nadefinovat zatížení přípravku. Jako místo působení síly jsem zvolil díry pro šrouby, které budou spojovat přípravek s lineární hydraulickou pístnicí.

Zde jsem z důvodu naddimenzování použil sílu $F = 5 \text{ kN}$. Po zadání těchto okrajových podmínek jsem nadefinoval výsledky, které mi software zobrazí. Jelikož bylo zapotřebí znát výsledné redukované napětí, proto jsem vybral „**Equivalent Stress**“ v záložce „**Solution**“. Poté jsem spustil výpočet pomocí příkazu „**Solve**“. Po provedeném výpočtu mi vyšlo maximální redukované napětí $\sigma_{Max} \approx 137 \text{ Mpa}$ v oblasti kontaktu podložky s adaptérem.



Obrázek 4-9 Výsledné napětí a deformace horního přípravku v programu Ansys

Tyto hodnoty nejsou pro konstrukční ocel 11 500 kritické a proto můj návrh splňuje požadavky zadavatele.

Jako další namáhání, které nastává v úvahu je zatížení, kdy bude lineární pístnice tahat přípravek v kladném směru svislé osy. Při této části zkoušky budou nejvíce namáhané veškeré šrouby. Tento přípravek bude opatřen osmi šrouby s vnitřním šestihranem o rozměru M6x60 a 3 šrouby M10x100. Všechny šrouby, které se na přípravkách použily, jsou podle [17] označeny pevnostní třídou 8.8. Pro tyto šrouby jsem provedl pevnostní analýzu. Veškeré šrouby jsou s přepětím namáhány tahovou silou, kterou vyvolá pístnice. Jako první jsem vypočetl sílu v ose šroubu kde podle [4]

$$F_s = F_{Pístnice/1} \cdot (\psi + 1) \quad (4-3)$$

Kde těsnost spoje ψ se volí $\psi = 0,2 \div 1,3$ a $F_{Pístnice/1}$ je zatěžující provozní síla z pístnice, kterou přenáší jeden šroub. V případě osmi šroubů s vnitřním šestihranem, které budou spojovat přípravek s pístnicí je síla v jednom šroubu

$$F_{Pístnice/1} = \frac{F_{Pístnice}}{8} = \frac{5000}{8} = 625 \text{ N}$$

Dále podle rovnice je síla v ose šroubu:

$$F_s = 625 \cdot (1,3 + 1) = 1437,5 \text{ N}$$

Tyto šrouby jsou převážně namáhané na tah³. Z tohoto důvodu vypočítám jejich napětí z rovnice:

$$\sigma_t = \frac{F_s}{S_s} = \frac{F_s}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{1437,5}{17,35} = 82,85 \text{ Mpa}$$

Po vypočítání hodnoty napětí ve šroubu jsem zkontroloval bezpečnost šroubu podle rovnice:

$$k = \frac{Re}{\sigma_t} \geq 1,5 \quad (4-4)$$

Podle [17] je mez kluzu pro šrouby pevnostní třídy 8.8 $Re = 640 \text{ Mpa}$

$$k = \frac{640}{82,85} = 7,7 \geq 1,5$$

Tato podmínka bezpečnosti byla splněna.

Dále následuje pevnostní výpočet šroubů, které budou přípravek spojovat s konzolami lůžek. U obou přípravků budou použity 3 šrouby M10x100.

³ Šrouby jsou namáhané i krutem od tření v závitech při dotažení. Při doporučených utahovacích momentech je toto napětí zanedbatelně malé a na výsledky nemá vliv.

Tyto šrouby jsou taktéž pevnostní třídy 8.8 a budou zatěžovány stejnou provozní silou z pístnice. Síla působící na jeden šroub bude:

$$F_{Pístnice/1} = \frac{F_{Pístnice}}{3} = \frac{5000}{3} = 1666,66 \text{ N}$$

Síla v ose šroubu bude:

$$F_s = F_{Pístnice/1} \cdot (\psi + 1) = 1666,66 \cdot (1,3 + 1) = 3833,33 \text{ N}$$

Výsledné napětí v tahu jednoho šroubu je:

$$\sigma_t = \frac{F_s}{S_s} = \frac{F_s}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{3833,33}{52,29} = 73,30 \text{ Mpa}$$

Kontrola statické bezpečnosti šroubu:

$$k = \frac{Re}{\sigma_t} = \frac{640}{73,30} = 8,7 \geq 1,5$$

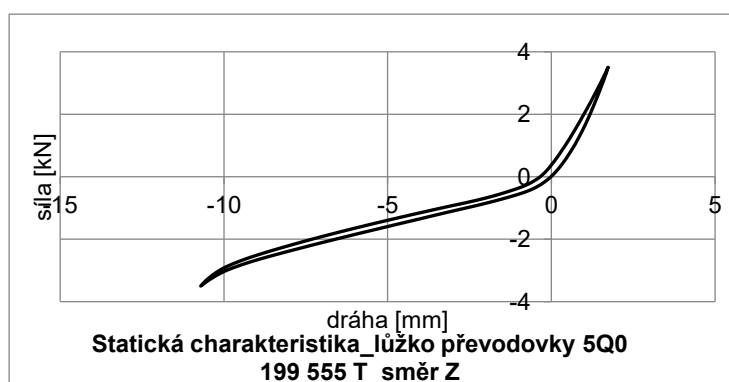
I v tomto případě byla statická bezpečnostní podmínka splněna.

Veškeré tyto šrouby se aplikují i u horního přípravku pro převodové lůžko.

4.2 Horní upevňovací přípravek pro převodkové lůžko

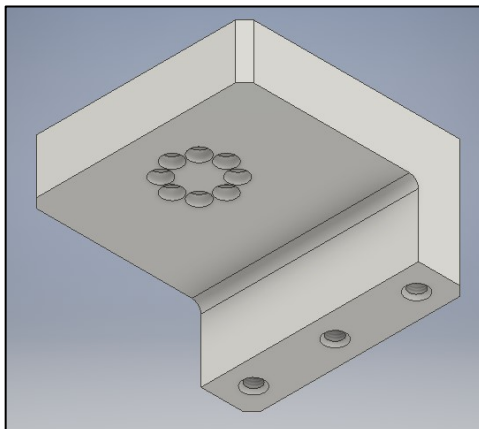
Postup při tvorbě horního upínacího přípravku jsem zvolil zcela analogický, jak v případě horního upínacího přípravku pro motorové lůžko.

Na tento přípravek jsou taktéž kladeny úplně stejné požadavky, jak na motorové lůžko a bude se používat na stejné testovací stanici. I k tomuto přípravku, jsem měl k dispozici pohyby konzoly převodkového lůžka, které musím zohlednit, aby nedošlo ke kontaktu přípravku s převodkovým lůžkem. Po shlédnutí výsledného grafu jsem zjistil, že konzola, vlivem deformace pryžového elementu, se z původní neutrální polohy posune o 11 mm ve svislém směru.



Graf 4-2 Pohyby konzoly u převodkového lůžka z dřívějšího měření

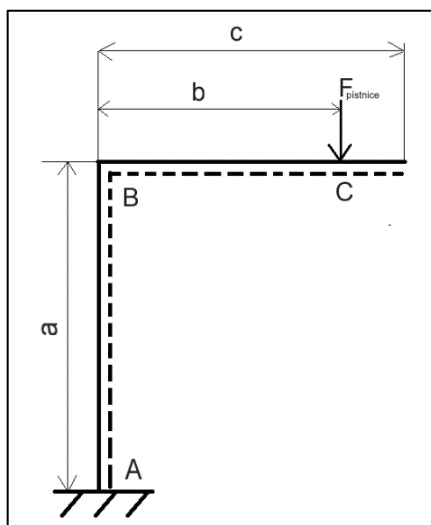
Posléze jsem použil k samotnému namodelování v softwaru Autodesk Inventor. Tento přípravek jsem taktéž namodeloval ve formě lomeného nosníku.



Obrázek 4-10 Designový návrh horního přípravku pro převodovkové lůžko

4.2.1. PEVNOSTNÍ VÝPOČET HORNÍHO UPÍNACÍHO PŘÍPRAVKU PRO PŘEVODOVKOVÉ LŮŽKO

Pevnostní výpočet jsem taktéž provedl analyticky ve formě prostého lomeného nosníku zatížený silou z pístnice podle přiloženého obrázku.



Obrázek 4-11 Prutová soustava vrchního přípravku pro převodovkové lůžko

Kde

$$a = 55 \text{ mm}$$

$$b = 76 \text{ mm}$$

$$c = 99 \text{ mm}$$

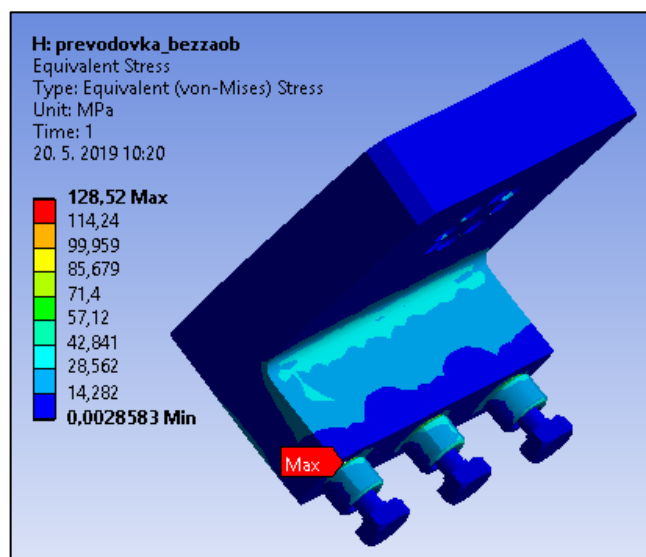
Analogicky jak u motorového lůžka jsem vypočítal maximální ohybové napětí podle rovnice (4-1) je moment $M_{O_{cb}} = -380\,000 \text{ Nmm}$.

Aby bylo opět možné vypočítat napětí, je zapotřebí znovu vypočíst ohybový modul v průřezu, jelikož přípravek na převodovkové lůžko má jinou šířku.

Tato hodnota se vypočte taktéž pomocí rovnice (4-2). Ve zdejším případě je šířka průřezu $b = 120 \text{ mm}$ a výška průřezu $h = 30 \text{ mm}$. Po dosazení hodnot do rovnice (4-2) vyšla hodnota $W_{oz} = 18\,000 \text{ mm}^4$. Posléze jsem vypočetl napětí pomocí rovnice.

$$\sigma_o = \frac{380\,000}{18\,000} = 21,11 \text{ Mpa}$$

Po výpočtu jsem opět přistoupil k MKP analýze pomocí softwaru Ansys Workbench. Při sestavování podmínek jsem postupoval taktéž jak v případě přípravku pro motorové lůžko. Po výpočtu mi vyšlo redukované napětí $\sigma_{Max} \approx 128 \text{ Mpa}$. Tyto hodnoty taktéž nejsou pro zadanou konstrukční ocel nebezpečné.



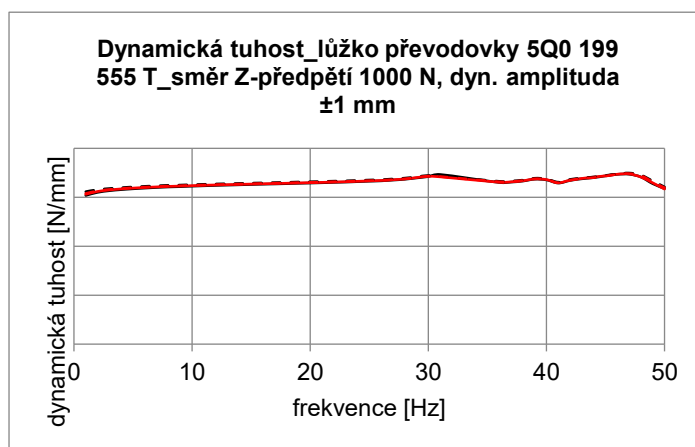
Obrázek 4-12 Redukované výsledné napětí u horního přípravku převodovkového lůžka

4.2.2. NAMÁHÁNÍ PŘI DYNAMICKÝCH ZKOUŠKÁCH

Jak bylo v této diplomové práci zmíněno, podle koncernových norem se taktéž zkouší motorová a převodovková lůžka na dynamickou tuhost. Během těchto zkoušek se lůžka zatěžují příslušným předpětím do stanoveného frekvenčního rozsahu.

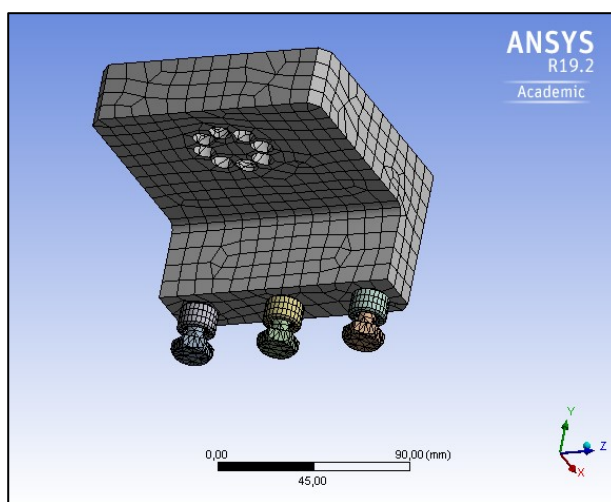
Toto předpětí je však několikanásobně menší než zatížení, se kterým se počítalo při výpočtech ve statické pevnostní analýze. Dále podle příslušné normy [18] jsem zjistil, že frekvenční rozsah $f = \langle 1; 100 \rangle \text{ Hz}$ nemá významný vliv na hodnoty meze únavy. Jelikož při dynamických zkouškách hodnota frekvenčního rozsahu nepřekročí 100 Hz, nepočítal jsem přípravky na dynamické namáhání.

V minulosti při testování dynamických zkoušek se starými zkoušejícími přípravky bylo podezření, že způsobují zkreslování zkoušek vlivem působení rezonance. Toto podezření vzniklo na základě výsledného grafu zkoušek, kde hodnoty nad $f > 30 \text{ Hz}$ začaly mít chaotičtější charakter. Tento jev byl nejviditelnější u převodkového lůžka.



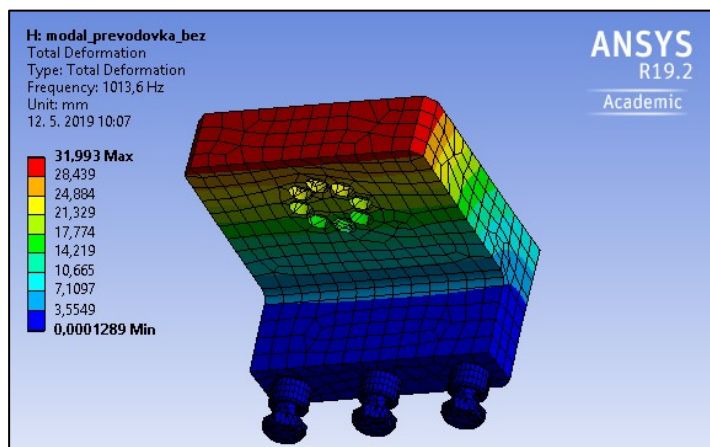
Graf 4-3 Výsledky dřívějších testů dynamické zkoušky převodkového lůžka.

Abych se přesvědčil o chování vymodelovaných přípravků, podrobil jsem veškeré horní přípravky Modální analýze. Tuto analýzu jsem provedl pro přípravky, které během testování vykonávají pohyb s hydraulickou pístnicí. Pro tuto analýzu jsem v programu Ansys využil postprocesor „**Modal**“. Jelikož se jedná o dynamickou analýzu, je vhodné použít hrubou a pravidelnou síť. Z tohoto důvodu jsem vytvořil novou síť v záložce „**Mesh**“, kde jsem zvolil metodu „**Hex Dominant**“ Po zmíněných úpravách jsem nechal vygenerovat novou síť.



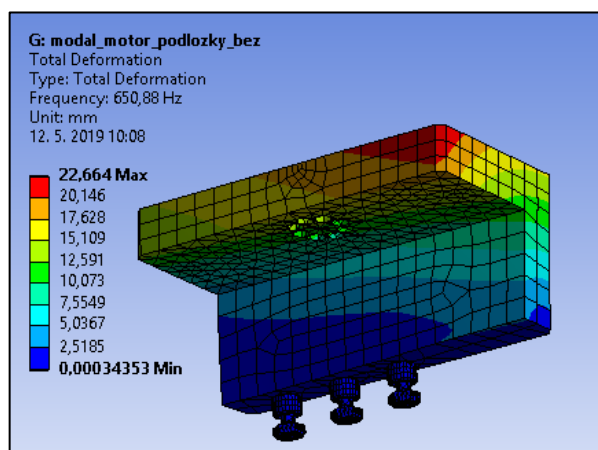
Obrázek 4-13 Síť převodkového horního přípravku pro modální analýzu

Dále bylo zapotřebí vytvořit vstupní okrajové podmínky. Těmi jsou v tomto případě šroubové spoje, které jsou nadefinované v sekci „**Connection**“. Jako typ spojení byl zvolen typ „**Bonded**“. Další podmínka, která se zde vytvořila, byla podmínka „**Displacement**“. I ona byla úplně stejná jak v případě pevnostní analýzy. Po zvolení těchto podmínek jsem zahájil výpočet. Po skončení výpočtových operací jsem si nechal zobrazit deformaci přípravku po dosažení první rezonanční frekvence. Tato hodnota vyšla u převodovkového přípravku $f_{rez} = 1013 \text{ Hz}$



Obrázek 4-14 Výsledky modální analýzy u horního přípravku na převodovkové lůžko

Analogickým postupem jsem provedl i analýzu u horního přípravku pro motorové lůžko. V případě motorového lůžka vyšla první rezonanční frekvence $f_{rez} = 650 \text{ Hz}$.

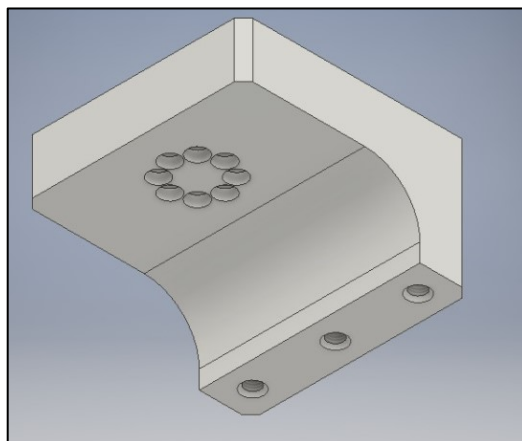


Obrázek 4-15 Modální analýza horního motorového přípravku

Hlavním důvodem vytvoření modální analýzy bylo porovnání rezonančních frekvencí s maximální frekvencí zkušecího stroje při zkoušce. Jelikož rezonanční frekvence jsou o několik řádů vyšší než frekvence pístnice u zkoušky, nehrozí ovlivnění výsledků testů vlivem tuhosti přípravků.

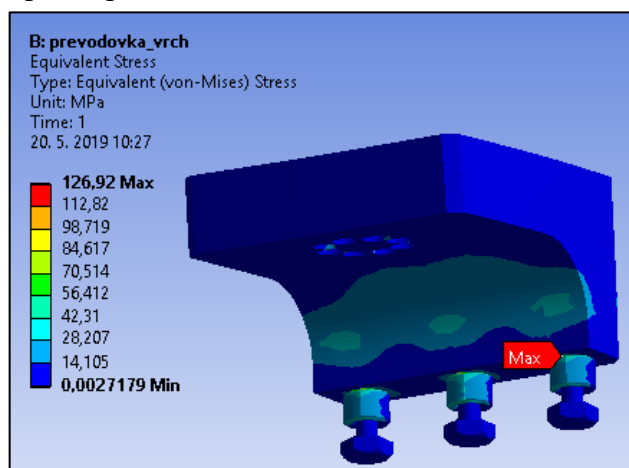
I přes tuto skutečnost bylo optimalizačním kritériem tyto rezonační frekvence posunout výše, přistoupil jsem ke konstrukčním úpravám.

Jako první přípravek jsem upravoval horní přípravek pro převodovkové lůžko. Zde jsem v Inventoru vytvořil oblasti kolmého zakřivení oblouk o poloměru R30.



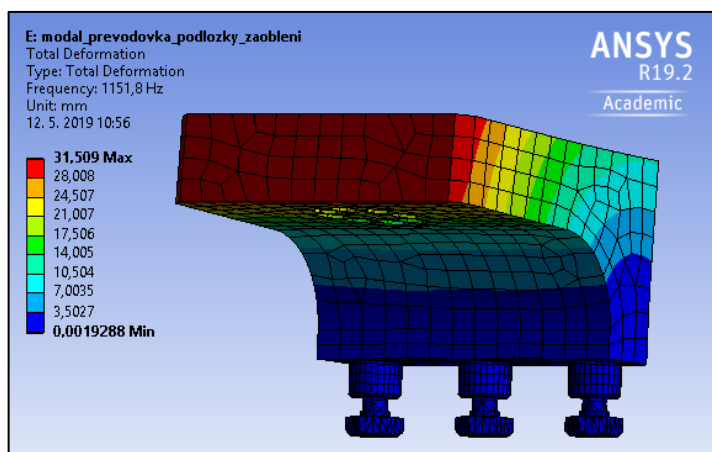
Obrázek 4-16 Designový návrh horního převodovkového přípravku

Po této konstrukční úpravě jsem opět provedl analýzu tohoto namodelovaného přípravku. Po výpočtu vyšla hodnota redukovaného napětí o přibližně 2 Mpa menší než v předchozím případě před úpravou.



Obrázek 4-17 Napětí horního přípravku pro převodovkové lůžko po konstrukčních úpravách

Poté následovala modální analýza tohoto přípravku po konstrukčních úpravách. Pro tuto analýzu se opět vytvořila nová síť stejným postupem, jak u přípravku bez úprav. Stejně zachovány zůstaly i vstupní podmínky. Po zobrazení výsledku lze vidět, že rezonanční frekvence přípravku se zvýšila na 1151 Hz.



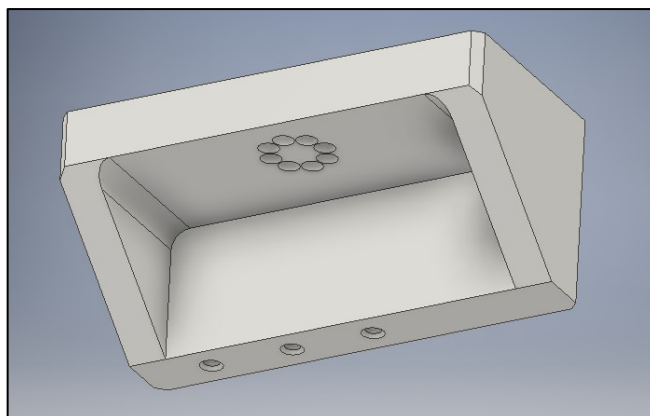
Obrázek 4-19 Modální analýza převodkového přípravku po úpravách

Po úpravách převodkového přípravků jsem konstrukčně upravil i vrchní přípravek pro motorové lůžko. Zde jsem bohužel nemohl aplikovat zaoblení, jak u převodkového přípravku z důvodu tvaru vrchní části konzoly. V této části se totiž nachází uchycení pro úchyt palivových hadic. Toto uchycení mají motorová lůžka rozdílně vysoké.



Obrázek 4-18 Nebezpečné místo na motorovém lůžku

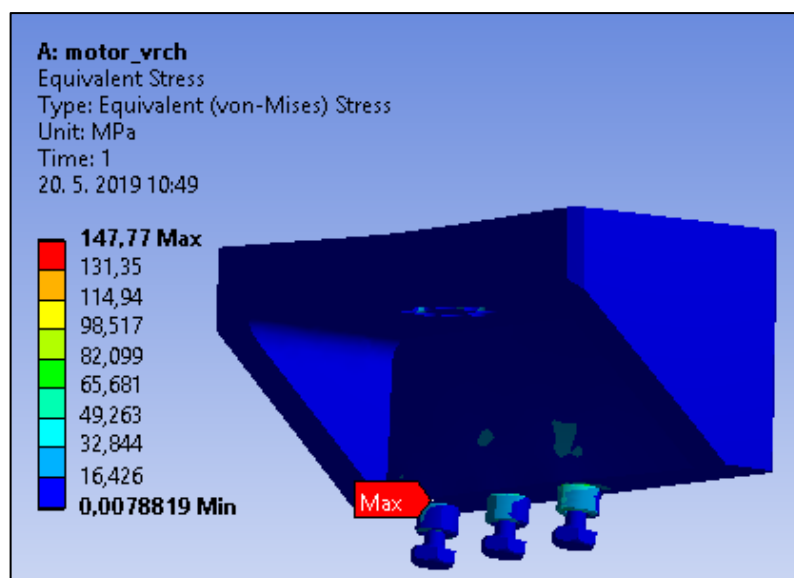
Z tohoto důvodu jsem po stranách přípravku v Inventoru vymodeloval žebra o šířce 20 mm po stranách. Po vytvoření těchto úprav jsem model opět převedl do formátu STEP.



Obrázek 4-20 Designový návrh vrchního motorového přípravku po úpravě

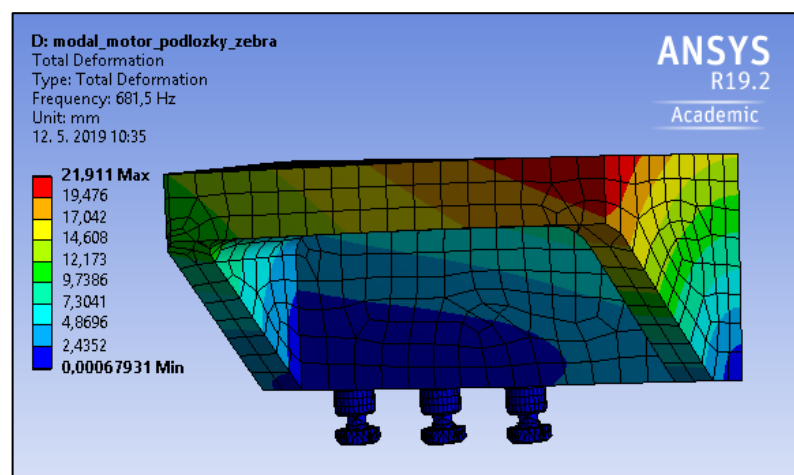
Následně jsem v programu Ansys provedl analýzu pomocí MKP ve stejném postupu, jak v případě přípravku bez úprav.

Po provedení výpočtů došlo ke zvýšení napětí na $\sigma_{Max} \approx 147 \text{ Mpa}$. Jedná se o lokální napětí, které je v dovolených mezích pro danou konstrukční ocel.



Obrázek 4-21 Napětí v motorovém přípravku po konstrukčních úpravách

Pro tento přípravek jsem provedl modální analýzu. Při této analýze vyšla první rezonanční frekvence $f_{rez} = 681 \text{ Hz}$. Tato rezonanční frekvence by se dala navýšit i dalšími konstrukčními úpravami. Jako jediná konstrukční úprava připadá v úvahu zvětšení rozměrů přípravků a tím i jejich průřezových charakteristik. Tuto úpravy jsem však neprovedl, neboť jsem chtěl zachovat univerzalitu pro možné aplikování i na jiných zkušebních stanovištích v budoucnu. Z tohoto důvodu jsem zanechal zmíněnou konstrukční úpravu s postranním žebrováním o tloušťce 20 mm.



Obrázek 4-22 Modální analýza vrchního motorového přípravku po úpravách

Veškeré výsledky úprav jsem zaznamenal do tabulky.

Tabulka 4 Konečné výsledky úprav

| Přípravek | σ_{Max} před úpravou [Mpa] | σ_{Max} po úpravě [Mpa] | f_{rez} před úpravou [Hz] | f_{rez} po úpravě [Hz] |
|------------------------|-----------------------------------|--------------------------------|-----------------------------|--------------------------|
| Pro motorové lůžko | 136,74 | 147,7 | 650,8 | 681,5 |
| Pro převodovkové lůžko | 128,5 | 126,92 | 1013,6 | 1151,8 |

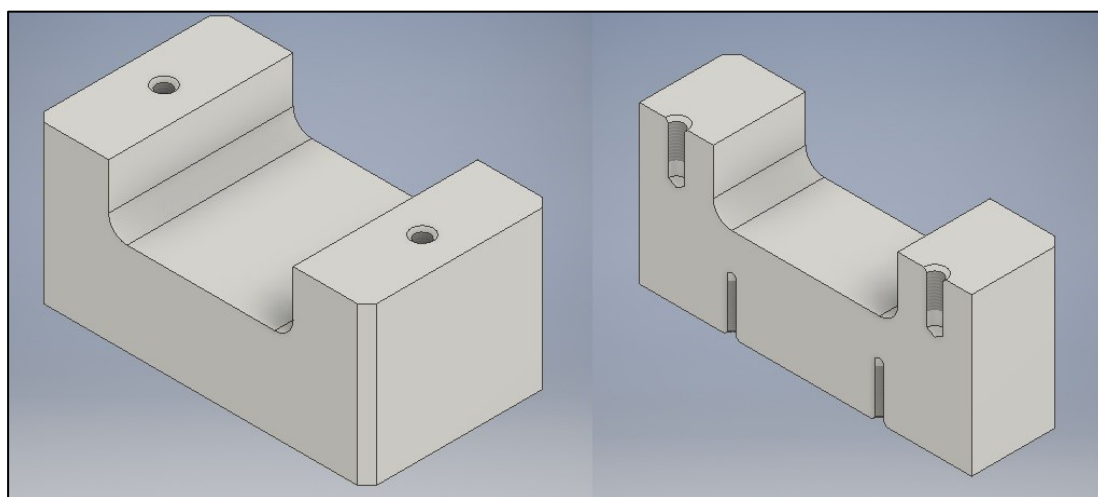
4.3 Spodní upevňovací přípravky

Každý přípravek se se bude připevňovat ve spodní části pomocí šroubových spojů k siloměru. Jedná se o siloměr od firmy GTM Serie K provedení F do jmenovitého zatížení tah/tlak 10/20 kN.

Tyto přípravky jsou už konstrukčně mnohem složitější z důvodu přítomnosti siloměru a šroubů po obvodu. Z tohoto důvodu jsem rovnou přistoupil k MKP analýze.

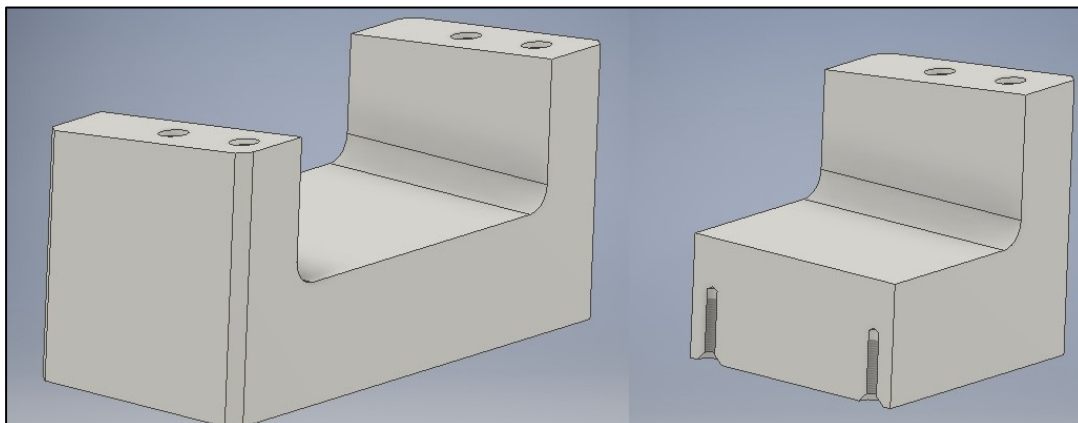
Při modelování spodních přípravku jsem využil jejich symetrie. Tuto symetrii jsem provedl z důvodu zjednodušení modelu pro následnou MKP analýzu.

Díky tomu bude výpočtový model jednodušší. V případě upevnění pro motorové lůžko jsem využil symetrii v podélné rovině.



Obrázek 4-23 Designový návrh spodního přípravku pro motorové lůžko

U převodkového přípravku jsem byl omezen nakloněním vnějších dosedacích ploch. Z tohoto důvodu jsem rovinu symetrie vytvořil v příčné rovině.



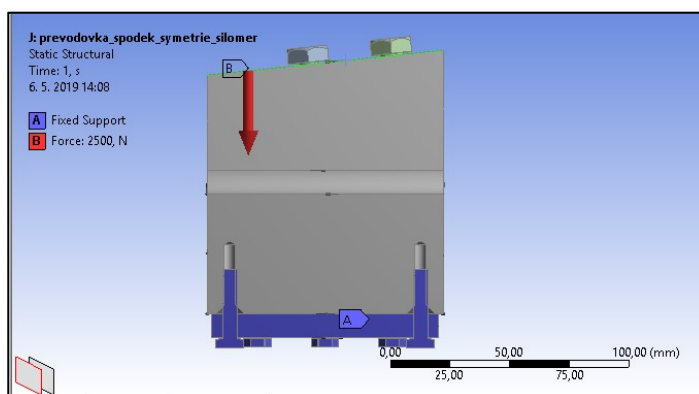
Obrázek 4-24 Designový návrh spodního přípravku pro uložení převodkového lůžka

Aby následná analýza co nejpřesněji odpovídala realitě, vytvořil jsem v Inventoru zjednodušený model siloměru, který jsem s příslušnými šrouby zakomponoval do jednotlivých sestav motorového a převodkového přípravku. Po exportování do formátu STEP jsem v softwaru Ansys Workbench provedl analýzu pomocí metody MKP.

4.3.1. PEVNOSTNÍ VÝPOČET SPODNÍCH UPEVNĚVACÍCH PŘÍPRAVKŮ

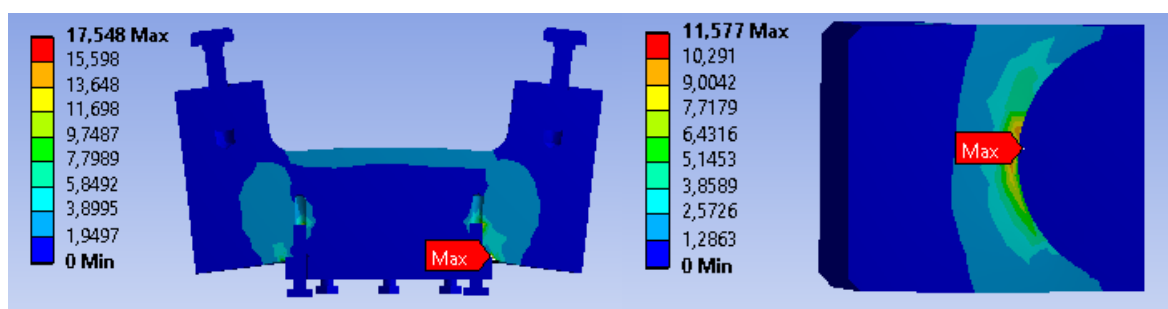
V postprocesoru „**Static Structural**“ jsem nadefinoval symetrii pomocí příkazu „**Symetry Region**“. Po navolení symetrie jsem přistoupil ke tvorbě sítě. Tuto síť jsem volil pomocí stejných příkazů, jak v případech vrchních přípravků. Jako nejkritičtější místa jsem zvolil okolo hrany siloměru v případě, kdy je přípravek zatěžován zápornou svislou silou $-F_{pístnice}$. Tato síla působí na horní plochy přípravku. V případě, kdy tato síla je kladná, působí tato síla na přípravek přes vrchní šrouby. Z tohoto důvodu se v tomto případě nachází kritické místo v oblasti těchto šroubů. Proto jsem ve všech kritických místech zhustil síť pomocí příkazu „**Refinement**“. U všech šroubových spojů jsem nadefinoval síť pomocí příkazu „**Contact Sizing**“. Po vytvoření sítě jsem taktéž nadefinoval vstupní podmínky z oblasti vstupních sil. Jako první jsem nadefinoval pevné vazby pomocí odkazu „**Fixed Support**“. Jako pevnou vazbu jsem zvolil veškeré spodní šrouby a zjednodušený model siloměru. Dalším vstupní podmínkou, kterou jsem musel definovat, je taktéž zatěžovací síla. Tuto sílu jsem nadefinoval podle způsobu zkoušení, který jsem popisoval při tvorbě sítě. A já jsem v případě motorového přípravku definoval jako vektor. Jelikož jsem rovinu symetrie vedl v podélné ose přípravku, nadefinoval jsem zatěžující sílu $F_{pístnice} = 5 \text{ kN}$ na obou koncích přípravku. V případě převodkového přípravku jsem tuto sílu musel nadefinovat pomocí jednotlivých složek.

Sílu jsem nadefinoval ve svislé složce přípravku. Jelikož jsem symetrii vedl příčnou rovinou, nadefinoval jsem zátěžovou sílu na konci přípravku $F_{pistnice} = 2,5 \text{ kN}$.



Obrázek 4-25 Vstupní okrajové podmínky u spodního přípravku pro převodové lůžko

Po zavedení všech okrajových podmínek jsem zahájil výpočet redukovaného napětí v případě zkoušky, kdy bude přípravek od lůžek zatěžován zápornou svislou silou. V tomto případě mi u obou přípravků vyšlo nejkritičtější místo u hrany siloměru. V případě přípravku pro motorové lůžko vyšlo maximální napětí $17,54 \text{ Mpa}$ a u převodkového $11,57 \text{ Mpa}$. Tato napětí nejsou kritická, proto jsem přistoupil k dalším výpočtům.



Obrázek 4-26 Výsledná napětí spodního motorového a převodkového přípravku

Při dalším výpočetním postupu jsem uvažoval se situací, kdy jsou přípravky zatěžovány kladnou svislou silou.

Stejně jak u horních přípravků, tak i zde budou nejkritičtějšími místem veškeré šrouby. Ve spodní části obou přípravků se nacházejí 8 šroubů M6x80. Jedná se o totožné šrouby, které se nachází u horních přípravků. Jak bylo počítáno v této diplomové práci, tyto šrouby splňují pevnostní požadavky. Proto jsem přistoupil k pevnostní analýze šroubů, díky kterým jsou přišroubována jednotlivá lůžka k přípravkům. Jako první jsem provedl výpočet pro případ motorového lůžka.

Toto lůžko bude k přípravku připevněno pomocí dvou šroubů M10x60. Jako provozní zatěžovací síla bude svislá síla, která je vyvolána pístnicí a přenáší se přes dané lůžko. Jednotlivá zatěžující síla v jednom šroubu je:

$$F_{Pístnice/1} = \frac{F_{Pístnice}}{2} = \frac{5000}{2} = 2500 \text{ N}$$

Síla v ose šroubu bude:

$$F_s = F_{Pístnice/1} \cdot (\psi + 1) = 2500 \cdot (1,3 + 1) = 5750 \text{ N}$$

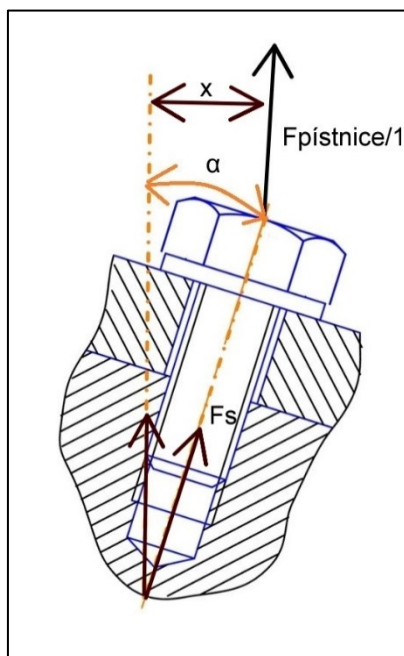
Výsledné napětí v tahu jednoho šroubu je:

$$\sigma_t = \frac{F_s}{S_s} = \frac{F_s}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{5750}{52,29} = 109,96 \text{ Mpa}$$

Kontrola statické bezpečnosti šroubu:

$$k = \frac{640}{109,96} = 5,8 \geq 1,5$$

Jako další následovala pevnostní analýza šroubů, které připevňují převodovkové lůžko. Jedná se o 4 šrouby M10x25. Tyto šrouby jsou do přípravku našroubovány pod úhlem $\alpha = 6^\circ$.



Obrázek 4-27 Zatěžování šroubů pro uchycení převodovkového lůžka

$$F_{Pístnice/1} = \frac{F_{Pístnice}}{4} = \frac{5000}{4} = 1250 \text{ N}$$

Síla v ose šroubu bude:

$$F_s = \frac{F_{Pistnice/1}}{\cos \alpha} \cdot (\psi + 1) = 11256,88 \cdot (1,3 + 1) = 2888,8 \text{ N}$$

Výsledné napětí v tahu jednoho šroubu je:

$$\sigma_t = \frac{F_s}{S_s} = \frac{F_s}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{2888,8}{52,29} = 52,24 \text{ Mpa}$$

V každém jednotlivém šroubu vznikne také ohybový moment σ_o . Jako první jsem vypočetl podmínku, zda se jedná o tuhý krátký šroub. Tato podmínka je

$$\frac{l}{d} < 5 \quad (5)$$

Kde:

lsvěrná délka šroubu.

$$\frac{25}{10} = 2,5$$

Podmínka tuhého krátkého šroubu je splněná, a proto jsem mohl vypočítat ohybové napětí pomocí rovnice:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{Pistnice/1} \cdot x}{\pi \frac{d^3}{32}} = \frac{1250 \cdot 2,61}{53,34} = 61,64 \text{ Mpa}$$

Rameno x jsem vypočítal jako

$$x = \sin \alpha \cdot l = \sin 6 \cdot 25 = 2,61 \text{ mm}$$

Kde h je výška použitého šroubu.

Jelikož se jedná o kombinované namáhání, musel jsem vypočítat redukované napětí, kde v mém případě:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_t)^2 + (\sigma_o)^2} = \sqrt{2729 + 3799} = 80,79 \text{ Mpa}$$

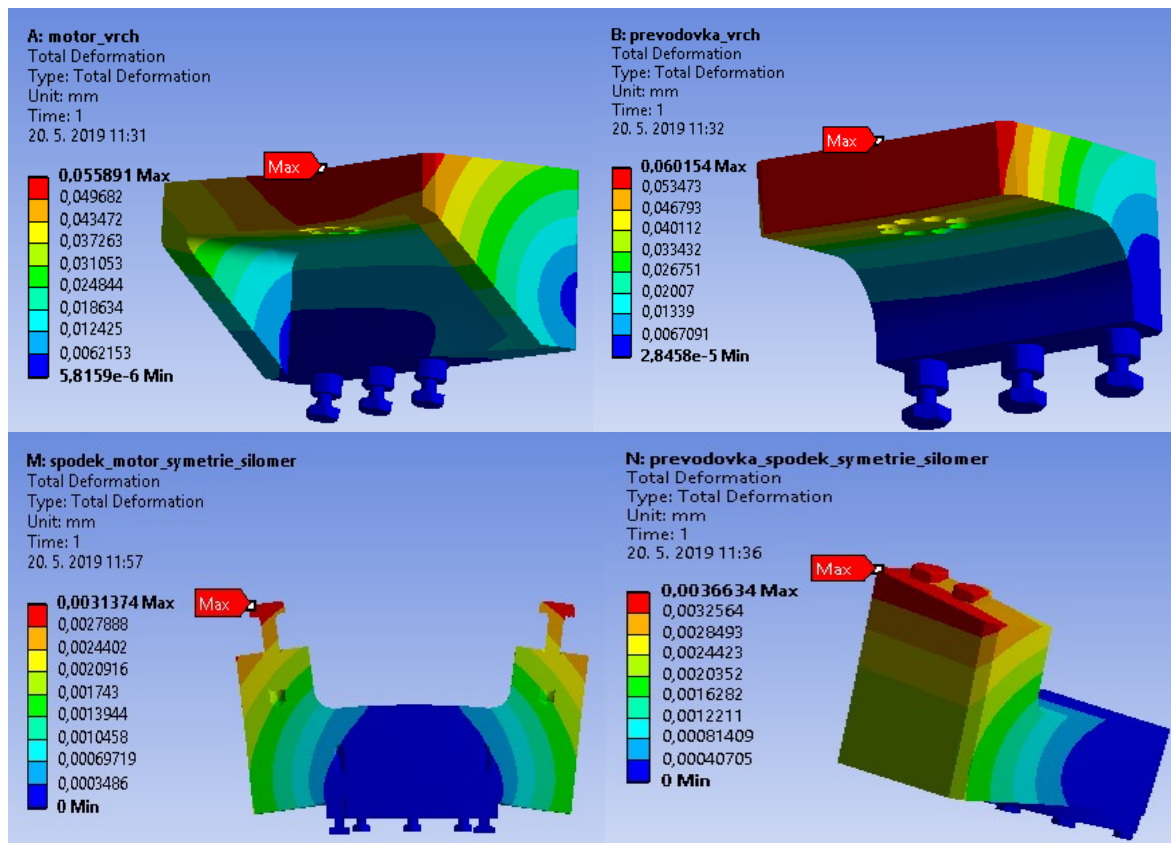
Poté následuje kontrola statické bezpečnosti šroubu:

$$k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{640}{80,79} = 7,92 \geq 1,5$$

I v tomto případě byla statická bezpečnostní podmínka splněna.

4.4 Deformace zkušebních přípravků

Během veškerých statických analýz, jsem si nechal vyobrazit deformace přípravků, které vzniknou po zatížení silou $F_{pístnice}$. Tyto deformace jsem si zobrazil pomocí příkazu „Total Deformation“.



Obrázek 4-28 Deformace veškerých přípravků

Jak je vidět z obrázků, u veškerých horních přípravků jsou deformace v řádů setin milimetrů a u spodních přípravků v řádů tisícín milimetru. Díky těmto malým deformacím nebudou mít přípravky vliv na výsledky zkoušek vlivem posuvů.

Závěr práce

Cílem diplomové práce bylo navrhnout a vyrobit universální přípravky na zkoušení pružných uložení agregátů ve firmě Škoda Auto a.s. Tato diplomová práce je rozdělena do praktické a teoretické části. V teoretické části byla řešena problematika pružných uložení agregátů. V této problematice jsou řešeny materiály, které se pro pružná uložení používají a taktéž důležité veličiny, které jsou potřebné k správné funkci těchto lůžek. V této teoretické části je taktéž popis zkušebních stanovišť v dynamické zkušebně v technickém vývoji Škoda Auto a.s..

V praktické části jsem už navrhoval samostatné přípravky podle požadavků oddělení EGD/2. Tyto přípravky jsem modeloval v programu Autodesk Inventor podle výkresových dokumentací lůžek, které jsem dostal od zadavatele k dispozici. U těchto přípravků jsem posléze provedl pevnostní analýzu pomocí Metody konečných prvků.

Tato analýza ukázala, že veškeré přípravky jsou navrženy tak, že nedojde k trvalým deformacím přípravků. Pro veškeré šrouby jsem provedl pevnostní výpočet, po kterém jsem zjistil, že veškeré šrouby, které budou na přípravky použity, z hlediska pevnosti vyhovují. Dále u přípravků, které budou s pístnicí v pohybu, jsem provedl modální analýzu, abych zjistil rezonanční frekvence přípravků. Aby byl splněn požadavek na co největší možnou tuhost při dynamických zkouškách, provedl jsem na přípravcích konstrukční úpravy, díky kterým se zvedla frekvence, při kterých budou samotné přípravky rezonovat.

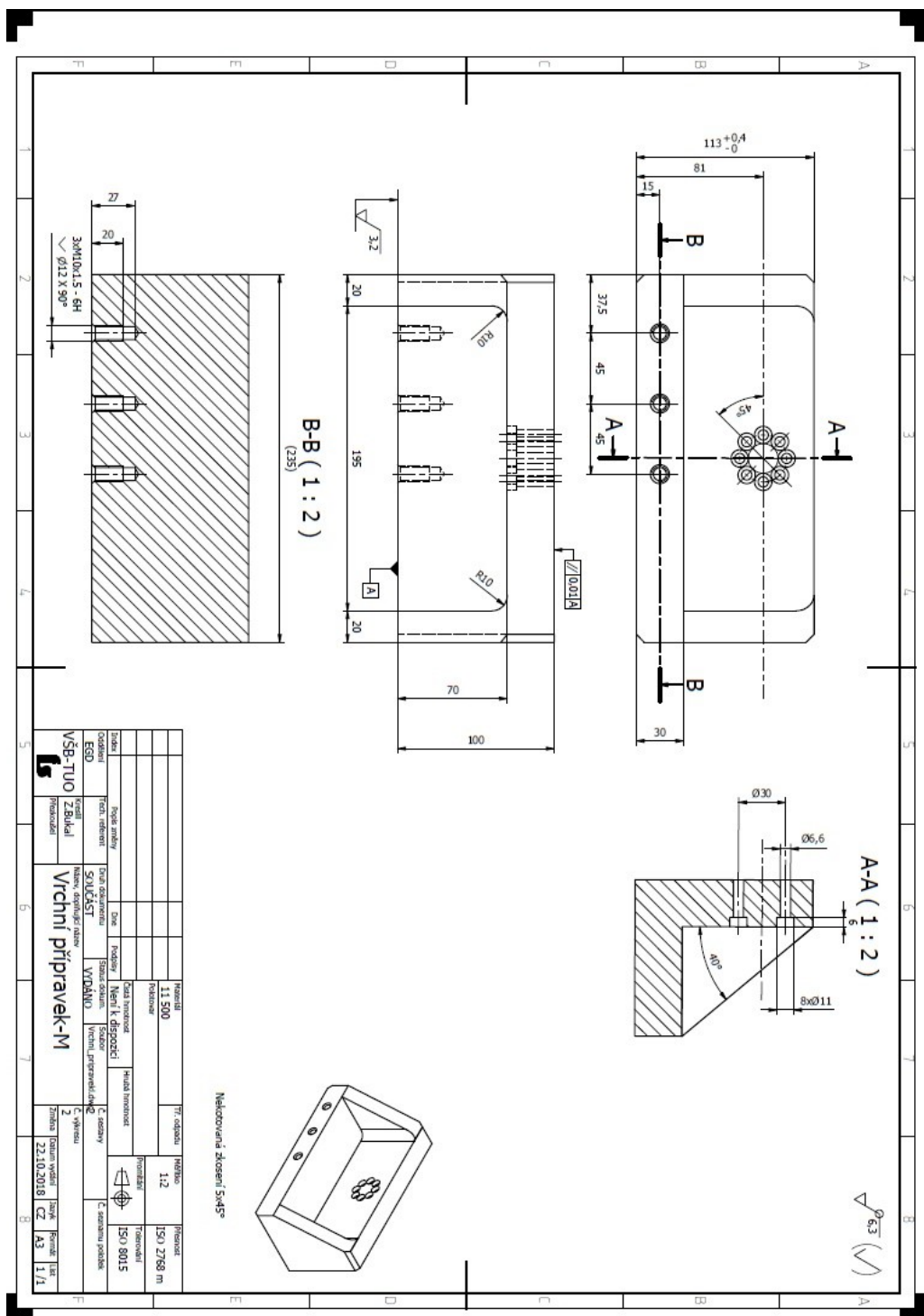
Vytvořením návrhu přípravků a následné výkresové dokumentace byla umožněna výroba přípravků pro zkušební stanoviště, skládající se ze zkušebního rámu Inova FU63 a hydraulického lineárního aktuátoru Inova AH 10/25. Díky těmto přípravkům se usnadní měření pružných uložení agregátu v oddělení vývoje EGD/2. Tyto přípravky byly tvořeny tak, aby obsahovaly co nejmenší počet částí. Díky tomu došlo ke zpřesnění naměřených výsledků na testovací stanici. Tyto přesnější výsledky ocení především vývojáři platformy a agregátů ve vývoji Škoda Auto a.s.. Mnou navržené jsou již vyrobeny a na zkušebně využívány. Odezva k návrhu je ze strany zadavatele kladná a dokonce uvažuje i použití přípravků pro jiné zkoušky. Tato kladná odezva svědčí o naplnění cílů práce.

Citovaná literatura

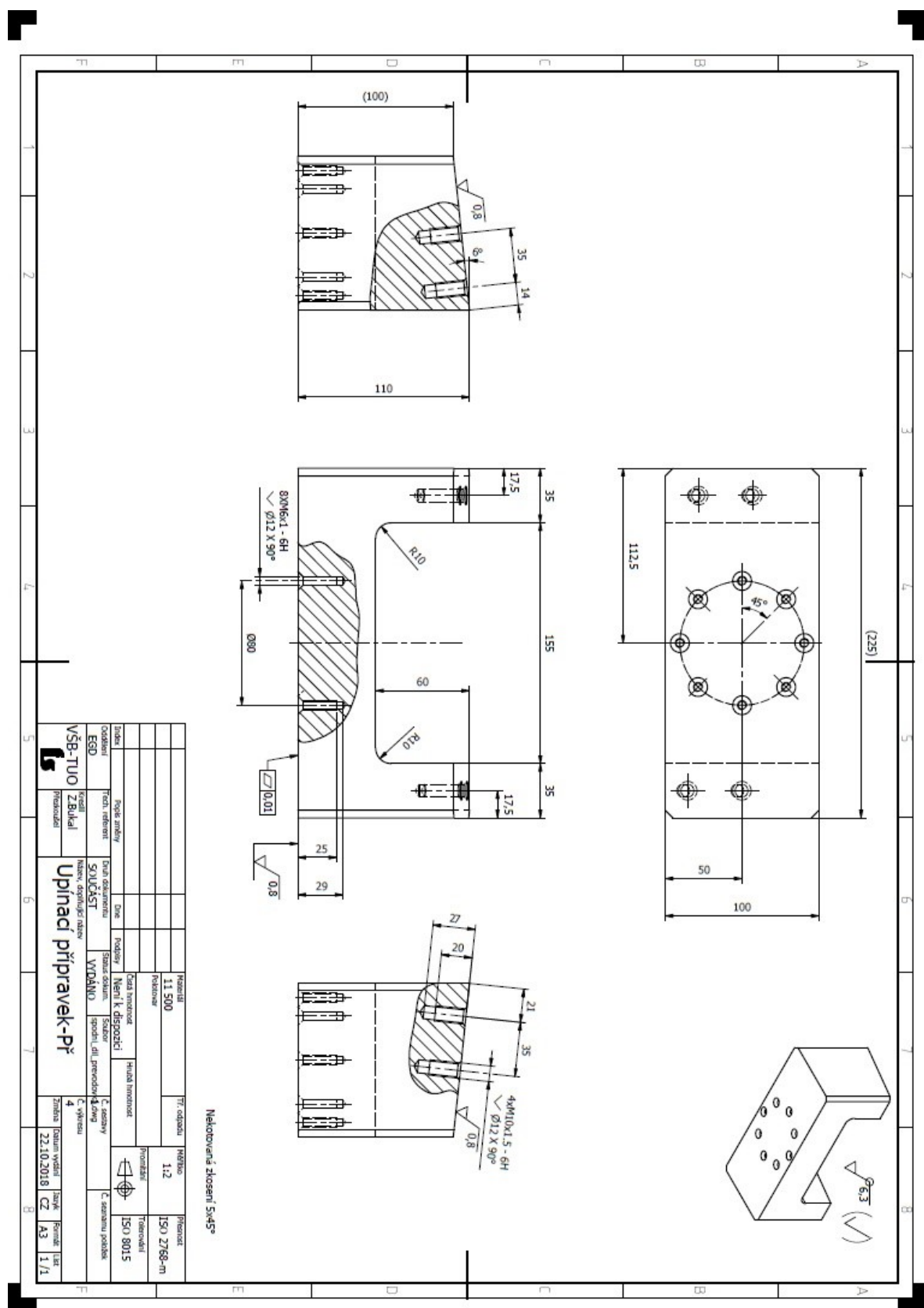
- [1] *CzechInvest: Automobilový průmysl* [online]. b.r. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <http://www.czechinvest.org/>
- [2] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [3] HOLUB, Josef. *Gumárenská technologie VII: Pryž jako konstrukční materiál*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1967.
- [4] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2015.
- [5] HLUCHÝ, Miroslav a Jan KOLOUCH. *Stojírenská technologie 1*. Praha: Scienta, 2002.
- [6] DUCHÁČEK, Vratislav a Zdeněk HRDLIČKA. *Gumárenské suroviny a jejich zpracování*. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická v Praze, 2009.
- [7] Ocel. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Ocel&oldid=16874984>
- [8] Slitiny hliníku. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Slitiny_hlin%C3%ADku&oldid=15417399
- [9] BĚHÁLEK, Luboš. *Polymery* [online]. Svitavy: Code Creator, s.r.o, 2016 [cit. 2019-05-16]. ISBN 978-80-88058-68-7. Dostupné z: <https://publi.cz/books/180/Impresum.html>
- [10] GSCHEIDLE, Rolf. *Tabulky pro automechaniky*. Praha: Europa-Sobotáles, 2009.
- [11] *Silentblok 30/30 Typ3 M8 (80.12) | elotechnik.cz*. *elotechnik.cz - špičková kvalita v oblasti strojírenství | elotechnik.cz* [online]. Copyright © ELOtechnik.cz [cit. 14.04.2019]. Dostupné z: <https://www.elotechnik.cz/silentblok-30-30-typ3-m8-80-12.html>. b.r.
- [12] PROF. ING. MARTIN HARTL, Ph.D. *Přednáška 2. Konstruování strojů* [online]. Brno, b.r. [cit. 15]. Dostupné z: http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/5KS/_prednasky/prednaska2.pdf

- [13] ČSN EN ISO 472: *Gumárenská terminologie*. Praha: Český normalizační institut, 1994. b.r.
- [14] ČSN ISO 815. *Pryž, vulkanizovaný nebo termoplastický elastomer: Stanovení trvalé deformace v tlaku*. 2. vyd. Zlín: Institut pro testování a certifikaci a. s., 2014.
- [15] AUTOMOTIVE, APM. Podvozkové centrum APM Bilstein – 5. díl: Silentbloky . *APM Automotive* [online]. b.r. [cit. 2018]. Dostupné z: <https://www.apm.cz/podvozkove-centrum-apm-bilstein-5-dil-silentbloky/>
- [16] JIŘÍ , Lenveiber a Vávra PAVEL. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření 5. upr. vyd.* Úvaly: Albra, 2011.
- [17] ČSN EN ISO 898-1. *Mechanické vlastnosti spojovacích součástí z uhlíkové a legované oceli: Část 1: Šrouby se specifikovanými třídami pevnosti - Hrubá a jemná rozteč.* . Brusel: Evropský výbor pro normalizaci, 2013.
- [18] ČSN 42 0363. *Zkoušení kovů: ZKOUŠKY ÚNAVY KOVŮ*. 1987.
- [19] HALAMA, R., L. ADÁMKOVÁ, F. FOJTÍK, K. FRYDRÝŠEK, M. ŠOFER, J. ROJÍČEK a M. FUSEK. *Pružnost a pevnosti. Katedra aplikované mechaniky* [online]. 2011 [cit. 2019]. Dostupné z: <https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/SkriptaPaP.pdf>
- [20] CALLISTER, William a David RETHWISCH. *Materials Science and Engineering*. 9th Edition. 1991. ISBN 1118324579.

Přílohy



Příloha 1 Výkres vrchního přípravku pro motorové lůžko



Príloha 3 Výkres pro spodní přípravek převodkového lůžka





Příloha 6 Sestava přípravků pro převodovkové lůžko



Příloha 7 Sestava přípravků pro motorové lůžko

Seznam obrázků

| | |
|--|----|
| Obrázek 2-1 Motorové lůžko s konzolí ze slitiny hliníku AlSi12 | 16 |
| Obrázek 2-2: Namáhání na tah [10]..... | 17 |
| Obrázek 2-3: Namáhání na tlak [10]..... | 18 |
| Obrázek 2-4: Namáhání na střih [10] | 18 |
| Obrázek 2-5: Namáhání na krut [10] | 19 |
| Obrázek 2-6: Namáhání na ohyb [10]..... | 20 |
| Obrázek 2-7 Průběh sinusoidálního napětí [12] | 22 |
| Obrázek 2-8 Příklady cyklického zatěžování [12]..... | 22 |
| Obrázek 2-9 Wöhlerův diagram [19]..... | 23 |
| Obrázek 2-10 S-N křivky pro odlišné železné materiály a polymery [20] | 23 |
| Obrázek 2-11 Stroj pro měření mechanických vlastností materiálů v tahu i tlaku (ZWICK) na dynamické zkušebně Škoda | 25 |
| Obrázek 2-12 Závislost napětí a poměrného prodloužení v tahu pro dvě různé pryže [2] .. | 26 |
| Obrázek 2-13 Závislost zatížení a prodloužení pro určitou pryž při zatěžování [2]..... | 27 |
| Obrázek 2-14 Stanovení statického modulu pryže [2]..... | 29 |
| Obrázek 2-15 Modul pružnosti pryže v tlaku v závislosti na tvarovém součiniteli pro různé stupně tvrdosti [2] | 30 |
| Obrázek 2-16 Vliv času na výšku vzorku namáhaného tlakem [2] | 31 |
| Obrázek 2-17 Hysterezní smyčka pryže [3] | 33 |
| Obrázek 2-18: Pasivní izolace upevňovacího zkušebního rámu INOVA FU63 | 35 |
| Obrázek 2-19 Zjednodušený prostorový dynamický model odpružení vozidla Škoda Octavia Combi..... | 37 |
| Obrázek 2-20 Rovinný model kmitání vozidla [2] | 38 |
| Obrázek 2-21: Hydraulicky tlumený silentblok [15]..... | 40 |
| Obrázek 3-1: Statické zkoušky lůžek..... | 41 |
| Obrázek:3-2 Organizace technického vývoje ve společnosti Škoda Auto | 43 |
| Obrázek 3-3: Upevňovací rám Inova FU63..... | 44 |
| Obrázek 3-4: Tepelná komora pro zkoušení lůžek na dynamické zkušebně..... | 45 |
| Obrázek 4-1 Rozměry děr pístnice pro šrouby u pístnice..... | 47 |
| Obrázek 4-2 Designový návrh horního přípravku pro motorové lůžko v programu Autodek Inventor..... | 48 |
| Obrázek 4-3 Designový návrh universálních podložek | 48 |
| Obrázek 4-4 Prutová soustava vrchního motorového přípravku | 49 |

| | |
|--|----|
| Obrázek 4-5 Metoda řezu | 49 |
| Obrázek 4-6 Průběh momentu v horním přípravku | 50 |
| Obrázek 4-7 Profil průřezu přípravku..... | 51 |
| Obrázek 4-8 Výsledná síť horního adaptéru | 53 |
| Obrázek 4-9 Výsledné napětí a deformace horního přípravku v programu Ansys | 53 |
| Obrázek 4-10 Designový návrh horního přípravku pro převodovkové lůžko | 56 |
| Obrázek 4-11 Prutová soustava vrchního přípravku pro převodovkové lůžko | 56 |
| Obrázek 4-12 Redukované výsledné napětí u horního přípravku převodovkového lůžka .. | 57 |
| Obrázek 4-13 Síť převodovkového horního přípravku pro modální analýzu..... | 58 |
| Obrázek 4-14 Výsledky modální analýzy u horního přípravku na převodovkové lůžko | 59 |
| Obrázek 4-15 Modální analýza horního motorového přípravku | 59 |
| Obrázek 4-16 Designový návrh horního převodovkového přípravku | 60 |
| Obrázek 4-17 Napětí horního přípravku pro převodovkové lůžko po konstrukčních úpravách | 60 |
| Obrázek 4-18 Nebezpečné místo na motorovém lůžku | 61 |
| Obrázek 4-19 Modální analýza převodovkového přípravku po úpravách..... | 61 |
| Obrázek 4-20 Designový návrh vrchního motorového přípravku po úpravě | 61 |
| Obrázek 4-21 Napětí v motorovém přípravku po konstrukčních úpravách..... | 62 |
| Obrázek 4-22 Modální analýza vrchního motorového přípravku po úpravách | 62 |
| Obrázek 4-23 Designový návrh spodního přípravku pro motorové lůžko | 63 |
| Obrázek 4-24 Designový návrh spodního přípravku pro uložení převodovkového lůžka .. | 64 |
| Obrázek 4-25 Vstupní okrajové podmínky u spodního přípravku pro převodové lůžko | 65 |
| Obrázek 4-26 Výsledná napětí spodního motorového a převodovkového přípravku | 65 |
| Obrázek 4-27 Zatěžování šroubů pro uchycení převodovkového lůžka..... | 66 |
| Obrázek 4-28 Deformace veškerých přípravků | 68 |

Seznam tabulek

| | |
|---|----|
| Tabulka 1 Vlastnosti materiálů pryží [11] | 21 |
| Tabulka 2 Určení modulu | 26 |
| Tabulka 3 Parametry statické zkoušky | 41 |
| Tabulka 4 Konečné výsledky úprav..... | 63 |

Seznam grafů

| | |
|---|----|
| Graf 3-1 Výsledný graf statické zkoušky | 41 |
| Graf 3-2 Výsledky testů dynamické zkoušky | 42 |
| Graf 4-1 Výsledky statického měření motorového lůžka se starými přípravky | 47 |
| Graf 4-2 Pohyby konzoly u převodovkového lůžka z dřívějšího měření | 55 |
| Graf 4-3 Výsledky dřívějších testů dynamické zkoušky převodovkového lůžka..... | 58 |

Seznam příloh

| | |
|--|----|
| Příloha 1 Výkres vrchního přípravku pro motorové lůžko | 72 |
| Příloha 2 Výkres vrchního přípravku pro převodovkové lůžko | 73 |
| Příloha 3 Výkres pro spodní přípravek převodovkového lůžka | 74 |
| Příloha 4 Výkres spodního přípravku pro motorové lůžko..... | 75 |
| Příloha 5 Výkres podložky | 76 |
| Příloha 6 Sestava přípravků pro převodovkové lůžko | 77 |
| Příloha 7 Sestava přípravků pro motorové lůžko..... | 77 |